

Ein Beitrag zur Erhöhung der Leistungsfähigkeit einfach wirkender Wasserhaltungsmaschinen.

Von

J. Illeck, Ingenieur.

Die einfach wirkenden Wasserhaltungsmaschinen bedürfen einer gewissen Ueberwucht des Gestänges aus zweifachen Gründen:

1. Um beim Beginn des Niederganges die Druckventile zu heben.

2. Um die zu bewegendenden Massen dergestalt zu beschleunigen, dass die erforderliche mittlere Niedergangsgeschwindigkeit eintrete.

In der Regel wird die Ueberwucht des Gestänges ohne Rücksicht auf die Massen so zwar berechnet, dass dieselbe hinreichend ist, die Druckventile bei Beginn des Niederganges zu heben.

Wir wollen jedoch hier einen andern Weg einschlagen und vorläufig jene Gestängsüberwucht suchen, welche zur Herstellung der erforderlichen mittleren Niedergangsgeschwindigkeit nöthig ist.

Später wird sich dann zeigen, für welche Fälle eine derartige Berechnung der Gestängsüberwucht angemessen oder nothwendig ist. Es sei

Q das Gewicht der Minimal-Steigwassersäule, bezogen auf den Querschnitt der Plungerkolben, welches zu Beginn des Niederganges wirksam ist,

R jener Theil des Gestängengewichtes, welcher der Steigwassersäule Q sammt den passiven Widerständen das Gleichgewicht hält,

U_0 die Ueberwucht des Gestänges,

h die Maximalhubhöhe,

V_{max} die Maximal-Niedergangsgeschwindigkeit des Gestänges,

V_m die mittlere Niedergangsgeschwindigkeit,

t_x die Zeit, welche verfliest, während das Gestänge den Weg x abwärts zurücklegt.

Während des Niederganges darf der vollen Ueberwucht U_0 des Gestänges aus bekannten Gründen nicht freier Lauf gelassen werden; die an und für sich constante Ueberwucht muss vielmehr auf irgend eine zweckentsprechende Weise variabel gemacht werden.

Bezeichnen wir diese variable Ueberwucht mit U , so ist die Arbeit, welche dieselbe während des Niederganges entwickelt

$$A = \int_0^h U dx.$$

Für eine richtig angeordnete Wasserhaltungsmaschine muss diese Arbeit 0 sein.

Um diese Bedingung zu erreichen, gibt es gegenwärtig drei Hilfsmittel:

1. Das allgemein übliche Verfahren besteht darin, die Aufhebung der Arbeit A durch die Compression des Unterampfes zu bewirken. Hierbei geht aber die Arbeit $U_0 \cdot h$, welche die Gestängsüberwucht während des Niederganges entwickelt, grösstentheils verloren. Nutzbar ge-

macht wird nur jener Theil, der zur Compression des Dampfes im schädlichen Raume zu Ende des Niederganges erforderlich ist. Der eigentliche Nutzen besteht aber hierbei bloss darin, dass der Dampfverbrauch der Maschine von der Grösse des schädlichen Raumes unabhängig ist, weil der Dampf, der zu Beginn des Aufganges diesen Raum ausfüllt, zu Ende des Niederganges wieder gewonnen wird.

2. Das zweite Mittel besteht darin, dem Gestänge gar keine Ueberwucht zu geben, sondern ein oscillirendes Gewicht, welches zu Beginn des Niederganges seinen grössten Ausschlagwinkel von der verticalen Richtung hat, zur Hebung der Druckventile, sowie zur Beschleunigung der Massen zu verwenden.

3. Ein drittes Mittel besteht darin, während des Aufganges in einem Cylinder eine Luftsäule ober dem zugehörigen Kolben zu comprimiren, eine andere Luftsäule hingegen unter dem Kolben zu expandiren. Die Differenz dieser beiden Drücke ober und unter dem Kolben wird zu Beginn des Niederganges die Hebung der Druckventile bewerkstelligen.

Die beiden letzten Methoden, welche als bekannt vorausgesetzt werden, rühren von Herrn Bochkoltz her, konnten sich aber aus Gründen, die Fachkreisen bekannt sind, bisher keine allgemeine Geltung verschaffen.

Die Anwendung eines oscillirenden Gewichtes empfiehlt sich in der Praxis bloss für Maschinen mit erheblicher Expansion, welche schon aus anderen Gründen eines Gegengewichts-Balanciers bedürfen. Auf diesem Balancier unterliegt es dann keiner besondern Schwierigkeit, auch das genannte Oscillationsgewicht anzubringen.

Die Anschaffungskosten einer solchen Maschine sind aber sehr bedeutend in Folge der colossalen Gewichte, welche der Balancier, das Gegengewicht und schliesslich das Oscillationsgewicht erhalten müssen, sobald der Füllungsgrad der Maschine $\frac{3}{10}$ bis $\frac{3}{8}$ beträgt. Hiedurch ergibt sich überdies eine kostspielige Fundirung des Balanciers, und in vielen Fällen ist es sogar unmöglich, solche gewaltige in Bewegung befindliche Massen unmittelbar am Eingang des Schachtes sicher zu fundiren.

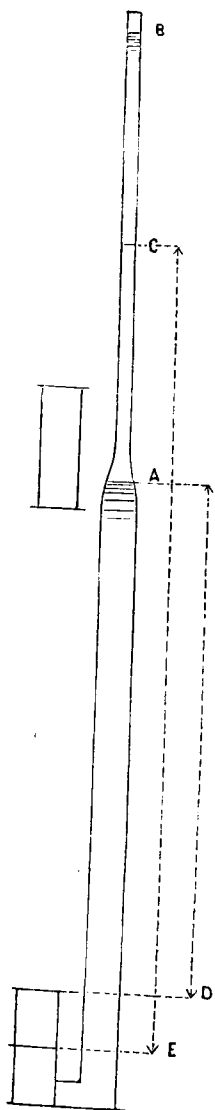
Bei Wasserhaltungsmaschinen in oder in der Nähe von Kohlenbergwerken zieht man daher gegenwärtig die billig in der Anschaffung kommende Maschine ohne Expansion, und somit auch ohne Gegengewichts-Balancier, noch immer bedeutend vor.

Der eigentliche Zweck dieser Abhandlung liegt nun darin, zu zeigen: wie man auf hydrodynamischem Wege eine Wasserhaltungsmaschine ohne Expansion, ohne Effectverlust und mit geringen Mehrauslagen anordnen kann.

Die Idee, welche dieser neuen Anordnung zu Grunde liegt, besteht darin, die Steigwasser-Rohrleitung bei jedem Drucksatz über dem Saugventil zu verengen und auf eine entsprechende Höhe zu verlängern.

Hiedurch wird beim Niedergang des Gestänges eine Wassersäule gehoben, welche die von der Ueberwucht des Gestänges beim Niedergang entwickelte Arbeit aufnimmt

und beim hierauf erfolgenden Aufgang nutzbringend auf das Gestänge überträgt.



Es sei A die unterste,
 B die oberste,
 C die mittlere

Lage des Wasserspiegels im Steigrohr. Dann ist AD die Höhe der Druckwassersäule bei Beginn des Niederganges und CE jene in der Mitte des Hubes.

Macht man nun das Gewicht der Wassersäule ($AC + DE$), welche die Differenz der beiden vorigen ist, gleich der Ueberwucht des Gestänges, so folgt, dass zu Beginn des Niederganges die volle Ueberwucht des Gestänges zur Hebung der Druckventile wirksam sein wird.

Sobald der Plungerkolben niedersinkt, wird die Ueberwucht durch die über A ansteigende Wassersäule theilweise aufgehoben.

In der Mitte des Niederganges tritt Gleichgewicht zwischen der Ueberwucht und der Wassersäule AC ein; an dieser Stelle findet somit das Maximum der Niedergangsgeschwindigkeit statt.

Sobald der Plungerkolben noch weiter abwärts sinkt, gewinnt die über C steigende Wassersäule das Uebergewicht über die Ueberwucht des Gestänges; es tritt eine negative Ueberwucht auf, welche das Gestänge verzögert; die Arbeit, welche die Ueberwucht in der ersten Hälfte des Niederganges entwickelt, wird in der zweiten Hälfte vollständig aufgezehrt und das Gestänge kommt zu Ende des Niederganges von selbst zur Ruhe.

Sind n Drucksätze vorhanden, und bezeichnet man die Höhe AB der Gegenwassersäule mit λ , so ist

$$\frac{U_0}{n} = AC + DE = \frac{\lambda}{2} + \frac{h}{2},$$

und somit

$$\lambda = 2 \cdot \frac{U_0}{n} - h.$$

Für $U_0 = 180'$, $h = 12'$ und $n = 5$ ist $\lambda = 60'$ die Höhe der verengerten Steigrohrleitung über das Saugventil.

Aus dem Vorigen ist ersichtlich, dass die Beschleunigung der Massen während des Niederganges durch die Differenz der Gestängesüberwucht U_0 und der ansteigenden Gegenwassersäule erfolgt.

Bezeichnen wir diese mit dem Weg x des Gestänges variable Beschleunigung mit G , so besteht für diese in unserem Falle das Gesetz

$$G = a - bx,$$

wobei a und b zu bestimmende Constanten bedeuten. Für $x = \frac{h}{2}$ muss $G = 0$ sein; hiedurch wird die zu Anfang aufgestellte Bedingung

$$A = \int_0^h U dx = 0$$

erfüllt, und man erhält das Verhältniss der Constanten

$$\frac{a}{b} = \frac{h}{2}.$$

Ferner muss für $x = 0$, $G = G_0$ sein; und hieraus folgt

$$a = G_0 = \frac{U_0}{R + Q + U_0} g.$$

In dieser Gleichung muss die Masse Q , sobald der Querschnitt der Steigrohrleitung und der Plungerkolben festgestellt ist, verificirt werden.

Nachdem die Constanten a und b bekannt sind, lässt sich die Maximal-Niedergangsgeschwindigkeit bestimmen.

Setzt man in die Differential-Gleichung der Bewegung

$$G = a - bx,$$

so erhält man die Gleichung

$$v dv = (a - bx) dx,$$

oder integrirt

$$v^2 = 2ax - bx^2.$$

Für $x = \frac{h}{2} = \frac{a}{b}$ wird $V = V_{max}$; demnach

$$V_{max}^2 = \frac{a^2}{b} = \frac{ah}{2} = \frac{U_0}{R + Q + U_0} \cdot \frac{gh}{2} \dots 1).$$

Die Gleichung 1) drückt die Beziehung zwischen der Ueberwucht U_0 und der zugehörigen Maximal-Niedergangsgeschwindigkeit aus.

Nun ist aber nicht V_{max} gegeben, sondern statt dieser die mittlere Niedergangsgeschwindigkeit V_m .

Es wird daher das Verhältniss $\frac{V_{max}}{V_m}$ noch zu bestimmen sein.

$$\text{Es ist } dt_x = \frac{dx}{V} = \frac{dx}{\sqrt{2ax - bx^2}}.$$

Bezeichnet t_m die Zeit für die obere Hälfte des Niederganges, so besteht die Gleichung

$$t_m = \frac{h}{2V_m} = \int_0^{\frac{h}{2}} \frac{dx}{\sqrt{2ax - bx^2}}.$$

Berücksichtigt man, dass $\int \frac{dx}{\sqrt{2ax - bx^2}} = \frac{1}{\sqrt{b}} \times \arcsin \left(-1 + \frac{b}{a} x \right) + C$ und $\frac{a}{b} = \frac{h}{2}$ ist, so erhält man

$$t_m = \frac{h}{2V_m} = \frac{1}{\sqrt{b}} \cdot \frac{\pi}{2} \text{ oder } V_m = \frac{h\sqrt{b}}{\pi}.$$

Es war aber $V_{max}^2 = \frac{ah}{2} = \frac{bh}{2} \cdot \frac{h}{2} = \frac{bh^2}{4}$, woraus $h\sqrt{b} = 2V_{max}$.

Somit erhalten wir das gesuchte Verhältniss

$$\frac{V_{max}}{V_m} = \frac{\pi}{2}.$$

Setzen wir diesen Werth in die Gleichung 1) ein, so ergibt sich

$$V_m^2 = \frac{U_0}{R + Q + U_0} \cdot \frac{2gh}{\pi^2} \text{ oder } \frac{U_0}{R + Q} = \frac{1}{\frac{2gh}{\pi^2 V_m^2} - 1}.$$

Setzen wir $R = 1.15 Q$

$h = 10'$,

so ist für

$$V_m = 1.25' \quad 1.50' \quad 1.75' \quad 2.00' \quad 2.25' \quad 2.50' \quad 2.75' \quad 3.00'$$

$$\frac{U_0}{Q} = 0.055' \quad 0.080' \quad 0.110' \quad 0.146' \quad 0.189' \quad 0.238' \quad 0.294' \quad 0.360'$$

Bei Anwendung von Ventilen mit einfachen Sitzflächen ist zur Hebung der Druckventile eine Ueberwucht von 15 Procent der Steigwassersäule hinreichend, weil das Gestänge beim Aufgang beträchtlich gestreckt, und somit beim Niedergang die Druckventile nicht gleichzeitig, sondern mehr oder weniger successive gehoben werden. Mit dieser Ueberwucht kann man in dem vorigen Beispiel eine mittlere Niedergangsgeschwindigkeit von 2' erreichen.

Bis auf diese Grenze kann die Ueberwucht des Gestänges ohne Rücksicht auf die Beschleunigung der Massen berechnet werden.

Wollte man die mittlere Niedergangsgeschwindigkeit geringer als 2' halten, z. B. 1.5', so dürfte man durch die Gegenwassersäule bloss 8 Procent Ueberwucht ausgleichen; die übrigen 7 Procent müssen durch Compression des Unterdampfes aufgehoben werden, wodurch 7 Procent Effect verloren gehen. Wollte man aber die mittlere Niedergangsgeschwindigkeit grösser als 2' halten, so genügen die 15 Procent Ueberwucht wohl zur Hebung der Druckventile, nicht aber zur Herstellung der gewünschten Niedergangsgeschwindigkeit. Es müsste also aus diesem Grunde die Ueberwucht vermehrt werden. Etwas lässt sich noch durch eine Vergrösserung des Hubes erreichen. Macht man nämlich $h = 12'$, so kann man mit 15 Procent Ueberwucht eine mittlere Niedergangsgeschwindigkeit von 2' erreichen.

Die Geschwindigkeit von 2' bis 2.1/4' dürfte überhaupt als das Maximum einer rationellen Anlage zu betrachten sein.

Beim Aufgang des Gestänges hat man durch den Dampfdruck bloss das eigentliche Gestängengewicht sammt der Wassersäule des untersten Saug- und Hubsatzes zu heben. Die Ueberwucht des Gestänges wird durch die von B bis A herabsinkenden Gegenwassersäulen gehoben.

Der Gewinn einer solchen Anordnung besteht aber nicht bloss darin, dass man die Arbeit der Gestängsüberwucht nutzbar macht und hiedurch circa 15 Procent an Betriebskosten erspart.

Ein nicht geringerer Nutzen erwächst durch die Möglichkeit, die mittlere Niedergangsgeschwindigkeit nicht unbedeutend steigern zu können.

Während nämlich bisher eine mittlere Niedergangsgeschwindigkeit von 1.1/4' als das Maximum einer soliden Anlage betrachtet wurde, wird es in einem Falle, wo die Massen durch einen continuirlich und sicher wirkenden Apparat verzögert und schliesslich gänzlich zur Ruhe gebracht werden, gestattet sein, die mittlere Niedergangsgeschwindigkeit auf 2' bis 2.1/4' zu erhöhen. Herr Bochkoltz will diese Geschwindigkeit sogar auf 3' erhöht wissen.

Durch eine Steigerung der Niedergangsgeschwindigkeit erlangt man aber ein geringeres Gewicht der Ma-

schine, der Pumpen, des Gestänges und der Steigrohrleitung.

Setzen wir für die zwei diametralen Fälle:

	I	II
Die mittlere Aufgangsgeschwindigkeit . . .	4'	4'
" " Niedergangsgeschwindigkeit . . .	1.25'	2.25'
Den Maximalhub	12'	12'
An Pausen	4"	3"

so ist das Verhältniss der Tourenzahlen in beiden Fällen:

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{t_1}{t_2} = \frac{\frac{12}{4} + \frac{12}{1.25} + 4}{\frac{12}{4} + \frac{12}{2.25} + 3} = \frac{747}{510} = 1.465.$$

Das Verhältniss der beiderseitigen Gestängengewichte sammt deren Ueberwucht ist folglich ebenfalls

$$\frac{R_2 + U_2}{R_1 + U_1} = \frac{1}{1.465}.$$

Das Verhältniss der Gewichte der Pumpen und der Steigrohrleitung wird

$$\frac{G_2}{G_1} = \frac{1}{1.465} = \frac{1}{1.21} \text{ sein.}$$

Das letztere Gewichtsverhältniss bezieht sich auf eine gleiche Wandstärke in beiden Fällen. Vermöge der geringern Weite der Plunger und der Steigrohren könnte man zwar die Wandstärke im Fall II geringer halten; allein es ist auch zu berücksichtigen, dass durch die Erhöhung der Druckwassersäule eine stärkere Beanspruchung des Materials eintritt; diese beiden Einflüsse compensiren sich daher gegenseitig, weshalb sie nicht in Betracht gezogen wurden.

Was das Gewicht der eigentlichen Maschine anbelangt, so hat eine Vermehrung der Tourenzahl auf dieses verhältnissmässig den geringsten Einfluss.

Wir können das Gewichtsverhältniss aber immerhin auf

$$\frac{G_2}{G_1} = \frac{1}{1.10} \text{ schätzen.}$$

Auf den Dampfverbrauch hat die Steigerung der Tourenzahl keinen Einfluss; das Verhältniss wird also

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{R_2}{R_2 + U_2} = \frac{1}{1.15}$$

verbleiben.

Nahezu dasselbe Verhältniss haben auch die Gewichte der Kesselanlagen.

Vergleichen wir nun die Gesamtgewichte und deren Verhältniss, welche sich nach den obigen Verhältnisszahlen für eine Anlage von grösseren Dimensionen ergeben:

	I	II
	Ctr.	Ctr.
Gewicht der Maschine	1200	1090
Gewicht der Pumpen	2000	1660
Gewicht der Steigrohrleitung (ohne Verlängerung)	1800	1500
Gesamtgewicht des Gestänges	2200	1500
Gewicht der Betriebskessel	1600	1390
" " Reservekessel	600	520
Summe	9400	7660

Das Verhältniss beider Summen ist $\frac{7660}{9400} = 0.815$.

Durch die Steigerung der mittleren Niedergangsgeschwindigkeit von $1\frac{1}{4}'$ auf $2\frac{1}{4}'$ lässt sich daher nach diesem allerdings rohen Calcül das Gewicht der Gesamtanlage um circa 18 Procent verringern, welches Ersparniss die Anlage betrifft.

Ein weiterer Vortheil der Gegenwassersäule besteht darin, dass dieselbe das Ansaugen der Plungerkolben unterstützt.

Schliesslich mag noch erwähnt werden, dass die angegebene Verengerung und Verlängerung der Steigrohrleitung bei jeder bestehenden Anlage ohne besondere Schwierigkeiten zu bewerkstelligen ist. Die Mehrauslagen hiefür sind gegenüber den nachgewiesenen Gewichtersparnissen, welche sich bei einer schon bestehenden Maschine als Effectgewinn darstellen, kaum in Betracht zu ziehen.

Es ist bereits erwähnt worden, dass Wasserhaltungsmaschinen, die mit erheblicher Expansion arbeiten, einer Vermehrung der Gestängmasse bedürfen, damit das zulässige Maximum der Aufgangsgeschwindigkeit nicht überschritten werde. Eine solche Maschine bedarf daher eines Gegengewichts-Balanciers, und sobald dieser einmal aus diesem Grunde unvermeidlich ist, unterliegt es auch keiner besondern Schwierigkeit mehr, das schon erwähnte Oscillations-Gewicht des Herrn Bochkoltz anzubringen. Auf diese Art kann die Ueberwucht des Gestänges völlig entbehrt werden, indem die Hebung der Druckventile, sowie die Beschleunigung der Massen durch das bei Beginn des Niederganges am stärksten ausschlagende Pendelgewicht bewirkt wird.

Selbst wenn zur Hebung der Druckventile gar keine Kraft erforderlich wäre, könnte es noch immer vortheilhaft sein, diesen Apparat in Anwendung zu bringen, nachdem zur Herstellung der erforderlichen Niedergangsgeschwindigkeit eine gewisse Ueberwucht des Gestänges unentbehrlich ist.

Die Anordnung des Herrn Bochkoltz ist jedoch nicht die einzige, welche zu dem vorgesteckten Ziele führt, die Compression des Unterdampfes entbehrlich zu machen und die hiezu nöthige Arbeitsgrösse zu gewinnen.

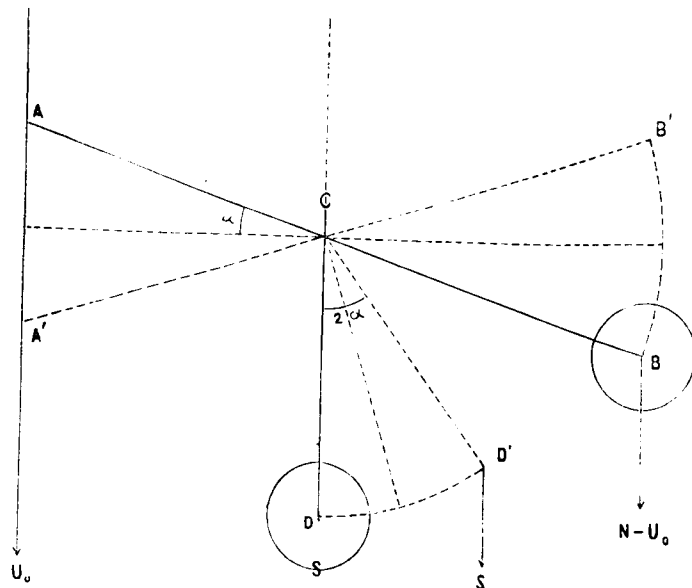
Eine ebenso wirksame Einrichtung ergibt sich, wenn die zur Hebung der Druckventile erforderliche Ueberwucht des Gestänges dadurch erzeugt wird, dass man das Gegengewicht am Balancier entsprechend verringert, und die Arbeit, welche die hiedurch entstandene Gestängsüberwucht während des Niederganges erzeugt, zur Hebung eines passend angebrachten Gegengewichtes verwendet; letzteres wird dann beim Aufgang die angesammelte Arbeit nutzbringend auf das Gestänge abgeben.

Zur näheren Erläuterung diene nebenstehende Figur:

$$AC = BC = l, \\ CD = \rho.$$

Es seien AB und $A'B'$ die beiden äussersten Lagen des Balanciers.

α der grösste Ausschlagwinkel von der mittleren Lage, N das ursprünglich vorhandene Gegengewicht, U_0 die erforderliche Gestängsüberwucht. Diese letztere erzeugen



wir dadurch, dass wir das Gegengewicht N um U_0 kleiner machen. Ein zweites Gegengewicht S wird nun an dem Balancier so angebracht, dass es vertical unter den Unterstützungspunkt C fällt, wenn der Balancier die Lage AB einnimmt und sich zum Niedergange anschickt. Indem dieses Gewicht während des Niederganges von D nach D' ansteigt, nimmt es die ganze Arbeit auf, welche die Ueberwucht U_0 entwickelt.

Das Gewicht S bestimmt sich aus der Gleichung:

$$U_0 \cdot h = S \rho (1 - \cos 2\alpha)$$

woraus

$$S = \frac{h}{\rho} \cdot \frac{U_0}{1 - \cos 2\alpha}.$$

Für $h = \rho$ und $\alpha = 30^\circ$ ist $S = 2 U_0$.

Das Pendelgewicht des Herrn Bochkoltz erhält, wie man leicht findet, denselben Werth.

Beim Aufgang des Gegengewichtes S wird es eine Lage desselben geben, wo es mit U_0 im Gleichgewichte steht; an dieser Stelle tritt das Maximum der Niedergangsgeschwindigkeit ein. Hiefür besteht die Gleichung:

$$U_0 \cdot l = S \rho \sin \varphi,$$

oder

$$\sin \varphi = \frac{l}{\rho} \cdot \frac{U_0}{S}.$$

Für $l = \rho$ und $\alpha = 30^\circ$ wird

$$\sin \varphi = \frac{U_0}{S} = \frac{1}{2},$$

und somit

$$\varphi = 30^\circ.$$

Das Maximum der Niedergangsgeschwindigkeit tritt daher in der mittlern Lage des Balanciers ein. Man sieht also, dass diese Anordnung beide Bedingungen erfüllt, welche für die Beschleunigung der Massen beim Niedergang gestellt werden.

Nun lässt sich auch die Arbeitsgrösse finden, welche auf Beschleunigung der Massen verwendet wird. Diese Arbeit ist:

$$A = U_0 \cdot \frac{h}{2} - S \rho (1 - \cos \varphi) = 0.232 U_0 h.$$

Das Oscillations-Gewicht entwickelt unter denselben Bedingungen die Arbeit

$$A = S \rho (1 - \cos \alpha) = 0.268 U_0 h.$$

Die neue Anordnung steht also in dynamischer Hinsicht jener des Herrn Bochkoltz etwas nach, während in statischer Hinsicht beide vollkommen gleich sind.

Man bemerkt ferner, dass die Arbeit $A = 0.232 U_0 h$ oder eventuell $0.268 U_0 h$ nahezu der Arbeit $\frac{1}{4} U_0 h$ gleichkommt.

Unsere nächste Aufgabe soll darin bestehen, die Massen einer derartig angeordneten Maschine so zu berechnen, dass die gegebene oder angenommene mittlere Aufgangs- und Niedergangsgeschwindigkeit in Wirklichkeit eintrete.

Zu diesem Ende sei:

Q das Gewicht der Minimal-Druckwassersäule zu Beginn des Niederganges;

R das Gestängengewicht, welches mit Q und den passiven Widerständen im Gleichgewichte steht;

Q' das Gewicht der Saug- und Hubwassersäule;

U_0 die erforderliche Ueberwucht des Gestänges;

M die erforderliche Vermehrung der Gestängmasse;

N und S die beiden Gegengewichte;

V die Maximal-Aufgangsgeschwindigkeit;

v die Maximal-Niedergangsgeschwindigkeit.

Die beim Aufgang zu beschleunigende Masse ist sodann $(R + Q' + M)$

Die beschleunigende Arbeit beim Aufgang setzt sich aus 3 Theilen zusammen:

1. Der Arbeit des Dampfdruckes über den mittleren während der ganzen Volldruck- und eines Theiles der Expansionsperiode; diese Arbeit soll mit W bezeichnet werden.

2. Der Arbeit des niedersinkenden Gewichtes S .

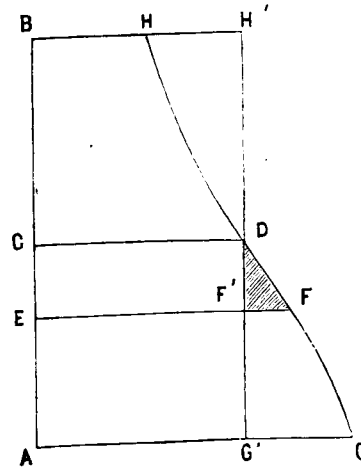
3. Der Arbeit einer grössern oder geringern Gegengewichtssäule. Diese Arbeitsgrösse kann unter Umständen auch Null sein.

Nachdem die erforderliche Ueberwucht U_0 , je nach Bedarf, auf das Gegengewicht S und auf die Gegenwassersäule zu vertheilen ist, so können wir die Summe der beiden letzten Arbeitsgrössen durch die Arbeit $\frac{U_0 h}{4}$ der Ueberwucht U_0 ersetzen. Für den Aufgang besteht sodann die Gleichung

$$(R + Q' + M) \cdot \frac{V^2}{2g} = W + U_0 \frac{h}{4}.$$

Diese Gleichung setzt aber voraus, dass die Maximalgeschwindigkeit V in der halben Hubhöhe eintritt, was bekanntlich für den Expansionsgrad $\varepsilon = \frac{3}{8}$ der Fall ist. Für die übrigen Füllungsgrade bedarf unsere Gleichung noch einer Correctur.

Nennen wir jene Position des Gestänges, bei welcher die Gleichheit von Kraft und Last, und somit auch das Maximum der Aufgangsgeschwindigkeit eintritt, die Gleichgewichtslage, und bezeichnen wir mit w die Arbeit, welche die variable Ueberwucht U entwickelt, während das Gestänge den Weg von der Gleichgewichtslage bis zur Hubmitte oder umgekehrt zurücklegt. In der folgenden Figur sei ferner



$$GG' = HH' = U_0$$

$$AC = BC = \frac{h}{2}.$$

E bezeichne die Gleichgewichtsposition, und die Kurve GH stelle das Gesetz der Veränderlichkeit der Ueberwucht U dar.

Dann ist $w = \text{Fläche } DFF'$, und es besteht für die erste Periode des Aufganges von A bis E die Gleichung

$$(R + Q' + M) \cdot \frac{V^2}{2g} = W + \frac{1}{4} U_0 h - w.$$

Für die zweite Periode des Aufganges von E bis B besteht die Gleichung

$$(R + Q' + M) \cdot \frac{V^2}{2g} + w = W + \frac{1}{4} U_0 h,$$

welche mit der vorigen identisch ist.

An diesem Resultat ändert sich gar nichts, wenn die Gleichgewichtsposition E oberhalb C fällt, welcher Fall für die Füllungsgrade von $\frac{3}{8}$ bis 1 eintreffen wird.

Für den Aufgang gilt also ganz allgemein die Gleichung:

$$(R + Q' + M) \cdot \frac{V^2}{2g} = W + \frac{1}{4} U_0 h - w \dots 1)$$

wobei $w = f(\varepsilon) = n \cdot \frac{U_0 h}{4}$ gesetzt werden kann. Die Werthe

der Coefficienten n sind für die einzelnen Füllungsgrade leicht zu berechnen, wenn man die Curve GDH als Gerade annimmt, was sehr nahe der Fall ist. Durch eine einfache Rechnung findet sich

$$n = \frac{w}{\frac{1}{4} U_0 h} = \left[\frac{\log\left(\frac{1}{\varepsilon}\right) - 1}{\log\left(\frac{1}{\varepsilon}\right) + 1} \right]^2$$

Beim Niedergang ist die Masse $(R + Q + M)$ zu beschleunigen, wofür die analoge Gleichung

$$(R + Q + M) \cdot \frac{v^2}{2g} = \frac{1}{4} U_0 h \dots 2)$$

gilt.

Aus den Gleichungen 1) und 2) können die Unbekannten U_0 und M ermittelt werden, wenn V und v bekannt sind. Man findet nämlich:

$$U_0 \frac{h}{4} = \frac{W + (Q - Q') \cdot \frac{V^2}{2g}}{\left(\frac{V}{v}\right)^2 + n - 1} \dots 3)$$

und

$$M = \frac{1}{4} U_0 h \cdot \frac{2g}{v^2} - (R + Q) \dots 4)$$

In beiden Gleichungen kann man statt $\frac{1}{4} U_0 h$ genauer $0.232 U_0 h$ oder eventuell $0.268 U_0 h$ setzen.

Die Werthe von n sind folgende:

	ϵ					
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6
$n =$	0.155	0.054	0.008	0.002	0.033	0.107

Es sei nun U' jener Theil von U_0 , welcher die Gegengewässersäule ausgleicht, so ist die Differenz $U_0 - U' = U_1$ durch das Gegengewicht S aufzuheben. Man erhält folglich für $\alpha = 30^\circ$. . . $S = 2 U_1$.

Als erforderliche Vermehrung der Gestängmasse verbleibt sodann die Differenz $(M - S)$. Ein Theil davon, nämlich N' ist in das Gestänge zu verlegen; der andere Theil bildet das Gegengewicht N . Wir haben sonach

$$N' + N = M - S$$

wobei

$$N' = N + U_0$$

somit

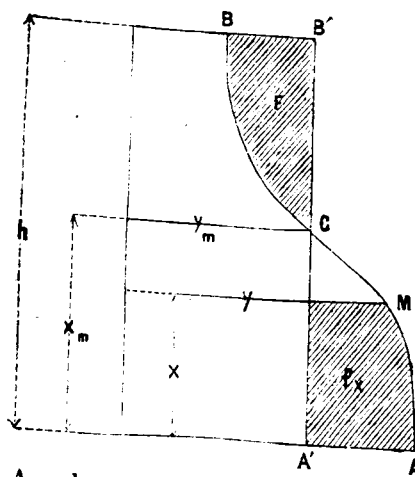
$$N = \frac{M - S - U_0}{2}$$

Die Berechnung mit dem Pendelgewicht des Herrn Bochkoltz ist genau dieselbe, nur ist die Masse $(M - S)$ gleich zu vertheilen.

Bisher haben wir vorausgesetzt, dass die Maximalgeschwindigkeiten V und v des Auf- und Niederganges bekannt seien. Dies ist nun nicht der Fall, sondern statt diesen sind die mittlern Geschwindigkeiten V_m und v_m gegeben. Unsere nächste Aufgabe soll nun darin bestehen, das Verhältniss $\frac{V_{max}}{V_m}$ sowohl für den Aufgang als auch Niedergang zu bestimmen.

$\frac{V_{max}}{V_m}$ für den Aufgang des Gestänges.

Zunächst wollen wir die Aufgabe ganz allgemein zur Lösung bringen.



Es sei ACB eine Curve, welche die während des Aufganges beliebig variable beschleunigende Kraft als Function des Weges darstellt.

$A'CB'$ sei die Curve des Widerstandes, welche wir als eine Gerade verzeichnen, nachdem derselbe als constant angenommen wird.

Sollte diese letztere

Annahme nicht zutreffen, so unterliegt es ja keinem Anstande, die variablen Theile des Widerstandes mit der beschleunigenden Kraft zu verbinden.

Als erste Bedingung stellt sich die Gleichheit der Flächen ACA' und BCB' dar.

Ferner stellt die Fläche f_x die Arbeit dar, welche in der zu beschleunigenden Masse μ angesammelt ist, wenn das Gestänge den Weg x nach aufwärts zurückgelegt hat.

Es ist somit

$$f_x = \frac{1}{2} \mu v^2 \text{ und } F = \frac{1}{2} \mu V_{max}^2,$$

folglich

$$\frac{V}{V_{max}} = \sqrt{\frac{f_x}{F}}.$$

Ferner ist die Zeit für den ganzen Aufgang

$$T = \int_0^h \frac{dx}{v} = \frac{h}{V_m}.$$

Setzt man für V den bereits bestimmten Werth ein, so findet man ganz einfach

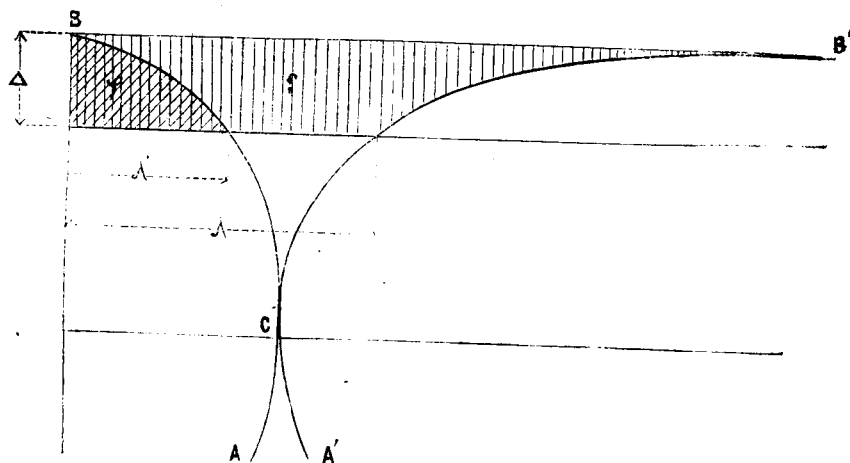
$$\frac{V_{max}}{V_m} = \int_0^h \frac{\left(\frac{dx}{h}\right)}{\sqrt{\frac{f_x}{F}}} \dots \dots \dots 5)$$

Das gesuchte Verhältniss $\frac{V_{max}}{V_m}$ kann daher ganz allgemein bestimmt werden, indem man sich die Ordinaten

der Curve $y = \frac{1}{\sqrt{\frac{f_x}{F}}}$ rechnet und die Fläche dieser Curve

nach der Simpson'schen Formel bestimmt. Es zeigt sich hierbei bloss eine Schwierigkeit, welche darin besteht, dass für $x = 0$ und $x = h$ die Fläche $f_x = 0$, und somit die zugehörige Ordinate $y = \sqrt{\frac{F}{f_x}} = \infty$ wird.

Dieser Uebelstand lässt sich einfach dadurch beheben, dass man die zu berechnende Fläche in ein Mittelstück und zwei Endstücke theilt. Die Berechnung des Mittelstückes unterliegt weiter keinem Anstande, und die Endstücke sind, wie folgt, zu bestimmen.



Es sei ACB die Curve $z = \sqrt{\frac{f_x}{F}}$, deren Endstücke φ und φ_1 ohne Anstand berechnet werden können. Ferner sei $A'CB'$ die Curve $y = \sqrt{\frac{F}{f_x}}$, deren Endstücke f und f_1 zu berechnen sind.

Die Curve der Fläche φ kann nun ohne weiters als gemeine Parabel betrachtet werden. Um aber ganz sicher zu gehen, wollen wir sie als Parabel der n ten Ordnung ansehen.

Nun ist

$$f = \int_0^{\Delta} y dx = \int_0^{\Delta} \frac{dx}{z}$$

Die Gleichung der Parabel n^{ter} Ordnung ist

$$\left(\frac{z}{\lambda'}\right)^n = \frac{x}{\Delta}$$

Folglich ist

$$f = \int_0^{\Delta} \frac{dx}{\lambda' \cdot \left(\frac{x}{\Delta}\right)^{\frac{1}{n}}} = \frac{n}{n-1} \cdot \frac{\Delta}{\lambda'}$$

oder weil

$$\lambda' = \frac{1}{\lambda} \text{ ist,}$$

$$f = \frac{n}{n-1} \cdot \Delta \lambda.$$

Der Exponent n folgt aus der bekannten Relation

$$\varphi = \frac{n}{n+1} \cdot \Delta \lambda'.$$

Für die gemeine Parabel ist $f = 2 \cdot \Delta \lambda$.

Hiemit haben wir also ein äusserst einfaches Mittel gefunden, die Endstücke f und f_1 zu berechnen.

Wenn die Beschleunigung der Massen symmetrisch von der Mitte des Hubes nach oben und unten erfolgt, so kann das Verhältniss

$$\frac{V_{max}}{V_m} = 2 \int_0^{\frac{h}{2}} \frac{dx}{\sqrt{\frac{f_x}{F}}} = \int_0^1 \frac{dy}{\sqrt{\frac{f_x}{F}}}$$

gesetzt werden, wobei

$$y = \frac{2x}{h}.$$

In dieser Form ist die Gleichung geeignet die Grenzwerte zu bestimmen, innerhalb welchen das Verhältniss

$\frac{V_{max}}{V_m}$ liegt.

Ist nämlich die Fläche F ein Rechteck, so ist

$$\frac{f_x}{F} = \frac{2x}{h} = y \text{ und } \frac{V_{max}}{V_m} = \int_0^1 \frac{dy}{\sqrt{y}} = 2.$$

Ist hingegen die Fläche F ein Dreieck, so ist

$$\frac{f_x}{F} = \frac{2x}{h} \left(2 - \frac{2x}{h}\right) = y(2-y)$$

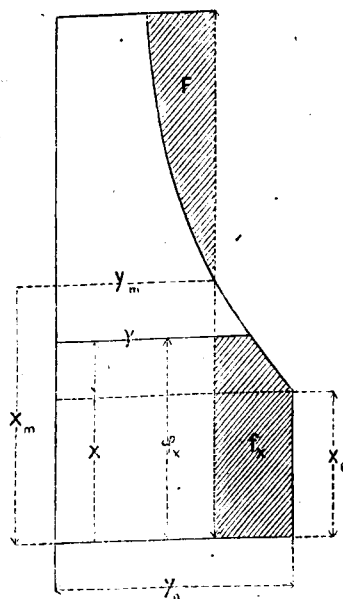
und

$$\frac{V_{max}}{V_m} = \int_0^1 \frac{dy}{\sqrt{2y-y^2}} = \frac{\pi}{2},$$

ein Resultat, welches wir bereits früher auf ganz anderem Wege erhielten. Somit wird $\frac{V_{max}}{V_m}$ innerhalb der Grenzen 2

und $\frac{\pi}{2}$ liegen, wenn die Curve der beschleunigenden Kraft während ihres ganzen Verlaufes gegen die Widerstandsgerade $A'B'$ die concave Seite kehrt; dagegen innerhalb der Grenzen 1 und $\frac{\pi}{2}$, wenn Sie die convexe Seite gegen die letztere kehrt.

Es bleibt uns jetzt noch die Aufgabe übrig, das Verhältniss $\frac{V_{max}}{V_m}$ als Function des Füllungsgrades ε zu bestimmen.



Zu diesem Ende bezeichne in der nebenstehenden Figur.

y_0 den gesammten Dampfdruck nach aufwärts, während des Volldruckes; y den Dampfdruck nach aufwärts, nachdem das Gestänge den Weg x zurückgelegt hat;

y_m den mittleren Dampfdruck = den Gesamtwiderständen. Dieser soll eintreten, nachdem das Gestänge den Weg x_m aufwärts gemacht hat;

φ_x sei die Fläche, welche die Arbeit vorstellt, welche der Dampf während

des Weges x producirt hat.

Wir setzen

$$xy = x_0 y_0 = x_m y_m \text{ voraus.}$$

Aus der Figur. ergibt sich

$$f_x = \varphi_x - y_m \cdot x = \varphi_x - x_0 y_0 \cdot \frac{x}{x_m}.$$

Die Fläche φ_x ist bekanntlich

$$\varphi_x = x_0 y_0 \left[1 + \log_n \left(\frac{x}{x_0}\right)\right],$$

daher

$$f_x = x_0 y_0 \left[1 + \log_n \left(\frac{x}{x_0}\right) - \frac{x}{x_m}\right] \text{ und für } x = x_m,$$

$$F = x_0 y_0 \log_n \left(\frac{x_m}{x_0}\right) = k x_0 y_0,$$

also

$$\frac{f_x}{F} = \frac{1 + \log_n \left(\frac{x}{x_0}\right) - \frac{x}{x_m}}{k}.$$

Das Integral in Gleichung 5) ist nun vorerst in zwei Theile zu zerlegen mit Rücksicht auf die zwei verschiedenen Gesetze, nach welchen die Beschleunigung der Massen beim Aufgang erfolgt. Wir setzen also:

$$\frac{V_{max}}{V_m} = F_1 + F_2 = \int_0^{x_0} \frac{dx}{\sqrt{\frac{f_x}{F}}} + \int_{x_0}^h \frac{dx}{\sqrt{\frac{f_x}{F}}}$$

Die Integration des ersten Theiles kann ohne weiters durchgeführt werden. Innerhalb der Grenzen $x = 0$ und $x = x_0$ ist

$$\frac{f_x}{F} = \frac{(y_0 - y_m)x}{k x_0 y_0} = \frac{\left(1 - \frac{y_m}{y_0}\right)x}{k x_0} = \frac{(1 - \varepsilon)x}{k x_0},$$

wenn

$$\frac{y_m}{y_0} = \varepsilon \left[1 + \log \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)\right] = \varepsilon$$

gesetzt wird.

Es ist also

$$F_1 = \int_0^{x_0} \frac{\frac{dx}{h}}{\sqrt{(1-\kappa) \frac{x}{h}}} = \sqrt{\frac{k\varepsilon}{1-\kappa}} \int_0^\varepsilon \frac{dy}{\sqrt{y}} = 2\varepsilon \sqrt{\frac{k}{1-\kappa}}$$

Ferner ist

$$\begin{aligned} F_2 &= \int_{x_0}^h \frac{\frac{dx}{h}}{\sqrt{1+\log n \left(\frac{x}{x_0} \right) - \frac{x}{x_m}}} \\ &= \sqrt{k} \int_{x_0}^h \frac{\frac{dx}{h}}{\sqrt{1+\log n \left(\frac{x}{x_0} \right) - \left(\frac{x}{x_m} \right)}} \\ &= \sqrt{k} \int_\varepsilon^1 \frac{dy}{\sqrt{1+\log n \left(\frac{y}{\varepsilon} \right) - \kappa \left(\frac{y}{\varepsilon} \right)}} \\ &= \varepsilon \sqrt{k} \int_\varepsilon^1 \frac{dz}{\sqrt{1+\log n \cdot z - \kappa z}} \end{aligned}$$

Durch Summierung von F_1 und F_2 erhalten wir

$$\frac{V_{\max}}{V_m} = \varepsilon \sqrt{k} \left[\frac{2}{\sqrt{1-\kappa}} + \int_\varepsilon^1 \frac{dz}{\sqrt{1+\log n \cdot z - \kappa z}} \right]$$

oder weil

$$k = \log n \left(\frac{x_m}{x_0} \right) = \log n \left(\frac{y_0}{y_m} \right) = \log n \left(\frac{1}{\varepsilon} \right),$$

$$\frac{V_{\max}}{V_m} = \varepsilon \sqrt{\log n \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)} \cdot \left[\frac{2}{\sqrt{1-\kappa}} + \int_\varepsilon^1 \frac{dx}{\sqrt{1+\log n \cdot x - \kappa x}} \right],$$

wobei

$$\kappa = \varepsilon \left[1 + \log n \left(\frac{1}{\varepsilon} \right) \right].$$

Hiemit ist in der That das gesuchte Verhältniss als Function des Füllungsgrades dargestellt.

Die numerische Bestimmung des bestimmten Integrals erfolgt sehr einfach mit der Simpson'schen Formel, obwohl hiebei derselbe Uebelstand, den wir schon berührt haben, eintritt, dass nämlich für die obere Grenze $x = \frac{1}{\varepsilon}$ die letzte Ordinate ∞ wird. Die Berechnung des Endstückes ist dann auf die angegebene Weise vorzunehmen, nachdem dasselbe nichts weniger als zu vernachlässigen ist.

Für den Füllungsgrad $\varepsilon = 0.3$ beispielsweise stellt sich die Rechnung, wie folgt:

$$\kappa = \varepsilon \left[1 + \log n \left(\frac{1}{\varepsilon} \right) \right] = 0.6612$$

$$\frac{1}{\sqrt{1-\kappa}} = 1.7180$$

$$\sqrt{\log n \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)} = 0.6432$$

x	$1 + \log n \cdot x$	κx	$\frac{y}{x - \kappa x}$	$\sqrt{\frac{1}{y}}$	Coeff. der Simps. Rh.	Glieder der Simps. Rh.
1	1.0000	0.6612	0.3388	1.7180	1	1.7180
1.5	1.4055	0.9918	0.4137	1.5547	4	6.2188
2	1.6931	1.3224	0.3707	1.6424	2	3.2848
2.5	1.9163	1.6530	0.2633	1.9488	4	7.7952
3	2.0986	1.9836	0.1150	2.9490	1	2.9490
$= \lambda$						21.9658

Wir haben sonach:

$$\int_0^1 \frac{dx}{\sqrt{y}} = \frac{2}{\sqrt{1-\kappa}} = 3.4360$$

$$\int_1^3 \frac{dx}{\sqrt{y}} = \frac{0.5}{3} \cdot 21.9658 = 3.6614$$

$$f = \int_3^{10} \frac{dx}{\sqrt{y}} = 2 \Delta \lambda = 2 \cdot \frac{1}{3} \cdot 2.949 = 1.9660$$

$$\text{Summa} = 9.0634$$

Somit schliesslich $\frac{V_{\max}}{V_m} = 0.3 \cdot 0.6432 \cdot 9.0634 = 1.749$.

Auf diese Weise wurden die in der folgenden Tabelle enthaltenen Werthe von $\frac{V_{\max}}{V_m}$ für die verschiedenen Füllungsgrade berechnet.

	ε				
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
$\frac{V_{\max}}{V_m}$	1.69	1.72	1.75	1.78	1.82
$\varepsilon \log n \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)$	0.3355	0.2492	0.1877	0.1387	0.0983

Bei der Berechnung dieser Werthe von $\frac{V_{\max}}{V_m}$ wurde die Arbeit $\frac{1}{4} U_0 h$, welche ebenfalls auf Beschleunigung der Massen beim Aufgang mitwirkt, nicht in Betracht gezogen. Die wirklichen Werthe von $\frac{V_{\max}}{V_m}$ liegen daher zwischen $\frac{\pi}{2}$ und den angegebenen. Will man also genau verfahren, so muss nach Feststellung sämtlicher Grössen die Curve der Summe der beschleunigenden Kräfte gezeichnet und das Verhältniss $\frac{V_{\max}}{V_m}$ verificirt werden.

Es ist hier auch der geeignete Ort, um die Arbeitsgrösse W zu bestimmen. Es ist nämlich:

$$W = F = \log n \left(\frac{1}{\varepsilon} \right) \times x_m \cdot y_m.$$

Hiebei ist $y_m = (R + Q' + \mathfrak{H} + r) =$ dem Gesamtwiderstand beim Aufgang, wobei \mathfrak{H} den Atmosphärendruck und r die Reibung und sonstige Widerstände beim Aufgang bedeutet.

Ferner ist

$$x_m = \frac{x_0 y_0}{y_m} = \varepsilon h \cdot \frac{x_0}{h} \cdot \frac{y_0}{y_m} = \frac{\varepsilon h}{\kappa},$$

und schliesslich

$$\frac{W}{h(R+Q+S+r)} = \frac{\varepsilon \log. \left(\frac{1}{x} \right)}{x}$$

Die Werthe der Quotienten $\frac{\varepsilon \log. \left(\frac{1}{x} \right)}{x}$ sind in der vorigen Tabelle enthalten und ermöglichen eine bequeme Berechnung der Arbeit W für specielle Fälle.

$\frac{V_{max}}{V_m}$ für den Niedergang des Gestänges.

Zur Bestimmung dieses Verhältnisses wollen wir auf die bereits besprochene Anordnung mit dem Gegengewichte S zurückkehren.

Nach den statischen Momenten findet sich die Beschleunigung der Massen von der Form:

$$G = a \cos(\alpha - \varphi) - b \sin \varphi.$$

Für $\varphi = \alpha$ muss $G = 0$ werden, also

$$0 = a - b \sin \alpha, \text{ woraus } \sin \alpha = \frac{a}{b}.$$

Die Bewegung der schwingenden Massen erfolgt nach dem Gesetz

$$v dv = G \rho d\varphi = \rho [a \cos(\alpha - \varphi) - b \sin \varphi] d\varphi.$$

Durch Integration findet man

$$\frac{v^2}{2} = -a\rho \sin(\alpha - \varphi) + b\rho \cos \varphi + C.$$

Für $\varphi = 0$ ist auch $v = 0$; damit bestimmt sich die Constante C und man erhält

$$\frac{v^2}{2} = a\rho [\sin \alpha - \sin(\alpha - \varphi)] - b\rho (1 - \cos \varphi) \dots 6).$$

Für $\varphi = \alpha$ soll $v = V_{max}$ werden, also

$$\frac{V_{max}^2}{2} = a\rho \sin \varphi - b\rho (1 - \cos \varphi) \dots 7).$$

Die Zeit für den Niedergang ist

$$T = \int_0^{\alpha} \frac{\rho d\varphi}{V} = \frac{2\rho\alpha}{V_m}.$$

Setzt man für v den Werth aus Gleichung 6) und eliminiert 2ρ mittelst Gleichung 7), so erhält man

$$\frac{V_{max}}{V_m} = \frac{1}{2\alpha} \sqrt{a \sin \alpha - b(1 - \cos \alpha)} \times \int_0^{\alpha} \frac{d\varphi}{\sqrt{a [\sin \alpha - \sin(\alpha - \varphi)] - b(1 - \cos \varphi)}}.$$

Berücksichtigt man, dass $\sin \alpha = \frac{a}{b}$ ist, so erhält

man nach einigen Reductionen einfacher

$$\frac{V_{max}}{V_m} = \frac{1}{\alpha} \sqrt{\frac{1 - \cos \alpha}{\cos \alpha}} \int_0^{\alpha} \frac{d\varphi}{\sqrt{\operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \varphi + \cos \varphi - 1}}.$$

Eine numerische Rechnung gibt für $\alpha = 30^\circ$

$$\frac{V_{max}}{V_m} = 1.61.$$

Einfacher gestaltet sich die Sache, wenn die Beschleunigung der Massen durch ein Pendel geschieht.

Beachtet man, dass hiebei die Beschleunigung von der Form

$$G = a \sin \varphi \text{ ist,}$$

so erhält man auf ähnliche Weise

$$\frac{V_{max}}{V_m} = \frac{1}{\alpha} \sqrt{1 - \cos \alpha} \int_0^{\alpha} \frac{d\varphi}{\sqrt{\cos \varphi - \cos \alpha}}.$$

Für $\alpha = 30^\circ$ gibt die numerische Rechnung denselben Werth wie früher, nämlich:

$$\frac{V_{max}}{V_m} = 1.61.$$

Das Verhältniss $\frac{V_{max}}{V_m} = 1.61$ bezieht sich jedoch

blos auf die oscillirenden oder schwingenden Massen. Für die geradlinig bewegten Massen findet sich ein anderes Verhältniss, wenn man erwägt, dass die Gestängmasse den Weg $h = 2\rho \sin \alpha$ zurücklegt, während die Massen des Balanciers den Bogen $2\rho\alpha$ beschreiben.

Die mittlere Geschwindigkeit der Gestängmasse ist daher

$$V_m' = \frac{\sin \alpha}{\alpha} \cdot V_m.$$

Hingegen ist die Maximal-Geschwindigkeit für die schwingenden und geradlinig bewegten Massen dieselbe. Somit ist

$$\frac{V_{max}}{V_m'} = \frac{\alpha}{\sin \alpha} \cdot \frac{V_{max}}{V_m} \text{ und für } \alpha = 30^\circ, \text{ daher}$$

$$\frac{V_{max}}{V_m'} = \frac{\alpha}{\sin \alpha} \cdot 1.61 = 1.685.$$

Das Verhältniss $\frac{V_{max}}{V_m}$ liegt daher für den Niedergang

innerhalb der Grenzen 1.61 und 1.68. Nachdem aber die Gestängmasse in Verbindung mit der Masse der Steigwassersäule den weitaus grössten Theil der bewegten Massen

bildet, so wird $\frac{V_{max}}{V_m}$ sehr nahe dem Grenzwert 1.68 gleich-

kommen. Die vorige Entwicklung setzt voraus, dass die Beschleunigung oder Verzögerung der Massen bloss durch ein schwingendes Gewicht geschieht. Dies ist jedoch nur dann der Fall, wenn die Pumpen das Wasser aus Sumpfkästen ziehen, in denen der Wasserspiegel constant verbleibt. Sobald aber die Drucksätze das Wasser aus dem Steigrohr des nächst untern Drucksatzes saugen, ist der Saugwasserspiegel variabel. Wir haben es dann mit einer Gegenwassersäule zu thun, deren Wirkung bereits bekannt ist. Der Einfluss derselben macht sich in dem gegenwärtigen Falle, wenn auch in geringerem Grade, dahin geltend, das Verhältniss $\frac{V_{max}}{V_m}$ gegen die Grenze $\frac{\pi}{2}$ zu ziehen.

Anmerkung.

Auf Seite 53 seiner Broschüre über den patentirten Kraft-Regenerator berechnet Herr Bochkoltz sowohl die Maximal- als auch mittlere Niedergangsgeschwindigkeit der Maschinen von Grand-Hornu in Belgien, welche sich unter der Einwirkung des Kraft-Regenerators ergeben würden. Herr Bochkoltz findet die erstere 0.969 Meter, die

letztere 0.785 Meter; hieraus fände sich $\frac{V_{max}}{V_m} = 1.23$ in

Gegensatz zu unserem Werthe von 1.68. Diese befremdende Differenz erklärt sich jedoch zur Genüge, wenn man die Art und Weise näher betrachtet, wie Herr Bochkoltz dort die mittlere Geschwindigkeit bestimmt hat. Herr Bochkoltz berechnet nämlich die Niedergangsgeschwindigkeiten, welche den verschiedenen Hubhöhen des Ge-

stanges entsprechen; er stellt also die Geschwindigkeit V als Function des Weges x dar und sucht nun aus der auf diesem Wege erhaltenen Curve der Geschwindigkeiten mittelst der Simpson'schen Formel die mittlere Geschwindigkeit.

Dieser Vorgang wäre richtig, wenn der Weg x eine unabhängig Variable wäre; nun ist aber x eine Function der Zeit, also nicht unabhängig variabel, weshalb die von Herrn Bochkoltz gefundene mittlere Geschwindigkeit nicht richtig sein kann. So z. B. ist für die gleichförmig beschleunigte Bewegung $V^2 = 2Gx$, und somit wäre der Methode des Herrn Bochkoltz analog $V_m \cdot h = \frac{2}{3} V_{max} \cdot h$ oder $\frac{V_{max}}{V_m} = \frac{3}{2}$, welches Verhältniss von dem

wirklichen, welches bekanntlich 2 ist, nicht unbeträchtlich abweicht. Dass sich die Sache wirklich so verhält, lässt sich übrigens schon aus stattgefundenen Versuchen erweisen.

In der Zeitschrift Annales des Mines, 3. livraison, 1872, findet man Versuchsergebnisse über die Wasserhaltungsmaschine bei Charleroi. Diese Maschine ist mit einem Oscillationsgewichte versehen und wurden die bezüglichen Versuche von Herrn Bochkoltz selbst vorgenommen. Bei einer Hubhöhe von 2.28 Meter ergab sich die Maximal-Niedergangsgeschwindigkeit 1.025 Meter und die Zeit des ganzen Niederganges zu 3.8 Secunden ohne Pausen. Aus diesen Daten ergibt sich das Verhältniss

$$\frac{V_{max}}{V_m} = \frac{1.025}{0.6} = 1.71.$$

Die vorausgegangenen Untersuchungen geben uns nun die Mittel an die Hand eine Wasserhaltungsmaschine der besprochenen Anordnung auf sehr einfache Weise zu berechnen.

Setzen wir z. B. folgende Grössen als gegeben oder bekannt an, und drücken wir die Gewichte vorläufig in Höhen aus:

Die Minimal-Druckwassersäule	$Q = 1000'$
Die constante Saug- und Hubwassersäule $Q' =$	$200'$
Das eigentliche Gestänggewicht	$R = 1100'$
Die Reibung beim Aufgang	$r = 100'$
Der Maximallhub	$h = 12'$
Die mittlere Aufgangsgeschwindigkeit . . .	$V_m = 4'$
„ „ „ Niedergangsgeschwindigkeit . . .	$V_m = 2.25'$
Den Füllungsgrad	$\epsilon = 0.3'$

Setzen wir $\frac{V_{max}}{V_m} = 1.75$ für den Aufgang,

$$\frac{V_{max}}{V_m} = 1.68 \text{ für den Niedergang,}$$

so ergibt sich $V_{max} = 7'$

$$V_{max} = 3.78'$$

Ferner ist $y_m = R + r + Q' + \S = 1430$.

Mit Hilfe der Tabelle erhält man dann

$$W = 0.1877 \cdot 12 \cdot 1430 = 3221.$$

Die anfängliche Ueberwucht U_0 folgt jetzt aus der Gleichung 3):

$$3 U_0 = \frac{3221 + 800 \cdot 0.791}{3.429 - 1},$$

$$U_0 = 529'.$$

Bemerkenswerth ist hier, dass die gefundene Ueberwucht, welche zur Beschleunigung der Massen beim Nie-

dergang erforderlich ist, mehr als die Hälfte der Druckwassersäule beträgt.

Die Vermehrung der Gestängmasse folgt aus der Formel 4):

$$M = 3.529 \cdot 4.339 - (2100) = 4686'.$$

Nehmen wir an, dass die Druckwassersäule, bezogen auf den Querschnitt der Plunger, per Current-Fuss 100 Pfd. wiege, so ist

$$U_0 = 529 \text{ Ctr.}$$

$$\text{und } M = 4686 \text{ Ctr.}$$

Die Ueberwucht U' der Gegenwassersäule können wir auf 5 Procent der Druckwassersäule veranschlagen.

$$\text{Also } U' = 0.05 \times 1000 = 50 \text{ Ctr.}$$

$$\text{und } U_1 = U_0 - U' = 479 \text{ Ctr.}$$

Das Gegengewicht S ist

$$S = 2 U_1 = 958 \text{ Ctr.}$$

Mithin bleiben zu vertheilen

$$M - S = 3728 \text{ Ctr.}$$

Das Gegengewicht N ist

$$N = \frac{M - S - U_0}{2} = 1600 \text{ Centner.}$$

Die Vermehrung der Gestängmasse ist:

$$N' = N + U_0 = 2129 \text{ Centner.}$$

Das Gesamt-Gestänggewicht ist:

$$R + N' = 3229 \text{ Ctr.}$$

Die Gewichte, welche den Balancier in Anspruch nehmen, sind:

$$2 N + S = 4158 \text{ Ctr.}$$

Die Berechnung mit dem Oscillations-Gewicht ist genau dieselbe, nur ist die Masse ($M - S$) gleich zu vertheilen. Bei dieser Anordnung wird der Balancier durch das volle Gewicht $M = 4686 \text{ Ctr.}$ in Anspruch genommen.

Die Anordnung mit dem Gegengewicht S hat also gegenüber dem Pendelgewicht S den Vortheil, dass der Balancier um das Gewicht $(4686 - 4158) = 528 \text{ Ctr.} = U_0$ entlastet ist.

Aus diesem Beispiele dürfte zur Genüge ersichtlich sein, dass die Berechnung der Ueberwucht des Gestänges bei derartigen Maschinen keineswegs bloss mit Rücksicht auf die nöthige Kraft zur Hebung der Druckventile zu erfolgen hat, sondern dass vielmehr eine bei weitem grössere Ueberwucht zur Herstellung der gewünschten Niedergangsgeschwindigkeit erforderlich ist.

Die öconomischen Vor- und Nachtheile dieses Systemes von Wasserhaltungsmaschinen gebührend zu erörtern, würde die hier beabsichtigten Grenzen überschreiten. Wir begnügen uns daher mit der Bemerkung, dass durch die Steigerung der Niedergangsgeschwindigkeit wohl bei der Maschine, den Pumpen und den Steigrohren an Gewicht erspart wird, dass aber dafür die Gewichte der bewegten Massen ebenso beträchtlich wachsen.

Um die letztere Behauptung zu rechtfertigen, denke man sich die Niedergangsgeschwindigkeit von V auf V' erhöht. Hiebei verringert sich das Gestänggewicht R um

$$\Delta R = \frac{v' - v}{v'} \cdot R.$$

Dagegen wächst M um ΔM , und zwar findet man mittelst der Gleichung 3) und 4) unter Vernachlässigung der nicht massgebenden Grössen n und \S :

$$\Delta M = \frac{U_0 h}{4} \cdot \frac{2g}{v^2} \left(\frac{v'^2 - v^2}{V^2 - v'^2} \right) + (R + Q) \cdot \frac{v' - v}{v'}$$

und somit

$$\Delta M - \Delta R = \frac{U_0 h}{4} \cdot \frac{2g}{v^2} \left(\frac{v'^2 - v^2}{V^2 - v'^2} \right) + Q \cdot \frac{v' - v}{v'}$$

Nachdem diese Differenz für $v' > v$ stets einen positiven Werth erhält, so ist hiemit erwiesen, dass die Gesamtsumme der bewegten Massen mit der Steigerung der Niedergangsgeschwindigkeit wächst.

Dieses Resultat zeigt übrigens schon auf kurzem Wege die Gleichung

$$\frac{U_0 h}{4} = \frac{W + (Q - Q') \frac{V^2}{2g}}{\left(\frac{V}{v} \right)^2 - 1} \text{ an, in welcher}$$

für $v = V$, oder richtiger für $v = \frac{V}{1-n} \dots U_0 = \infty$ wird.

Ueber Reinigung der Locomotivkessel von Kesselstein unter Zuhilfenahme des Dampfdruckes.

Von

W. R a y l,

Ober-Ingenieur der Kaiser Ferdinands-Nordbahn in Mährisch-Ostrau.

Die wichtige Frage der Reinigung der Locomotivkessel von dem abgeschiedenen Kesselstein hat über Auftrag der Direction der Kaiser Ferdinands-Nordbahn in hiesiger Station, welche derzeit einen Locomotivstand von circa 110 Stück hat, zu vergleichenden Versuchen Veranlassung gegeben, deren Resultate sehr bemerkenswerth sind.

Zum genauen Verständniss dieser Versuche möge Nachfolgendes dienen:

Es war hier in früheren Jahren üblich, das Wasser in den Locomotivkesseln nach Vollendung der Fahrt abkühlen zu lassen, bis der Dampf im Kessel condensirt war und sodann das Wasser durch die Ablasswechsel und Ausputz-Schraubenlöcher abströmen zu lassen.

Nach vollendeter Abkühlung des Kessels wurde sodann in denselben durch die oben am Cylinderkessel an-

gebrachte Füllschale frisches Wasser eingelassen und unter mechanischer Unterstützung durch Auskratzen mit Drähten bei den Ausputzlöchern gereinigt.

Unter Beibehaltung der letzteren Manipulationen wurde später eingeführt, nach Vollendung der Fahrt den Dampfdruck in den Locomotivkesseln auf etwa 30 bis 20 Zollpfund per Quadratzoll sinken zu lassen und sodann das gesammte Wasser unter diesem Drucke bei den Ablasswechseln ausblasen zu lassen.

Der Erfolg dieses Vorganges war bezüglich der Befreiung der Kessel von Kesselstein ein überraschender, wie sich aus den Ziffern über die Menge des aus den Kesseln bei inneren Untersuchungen derselben durch Abklopfen von den Wänden und Siederohren gewonnenen Kesselsteins ergab.

Der in den Kesseln zurückgebliebene anhaftende Kesselstein verminderte sich durch dieses Ausblasen unter Dampf um 52 Procent gegenüber den Ablagerungen bei dem früheren Verfahren.

Nachdem diese Erkenntniss gewonnen war, erübrigte nur noch zu beobachten, ob das Ausblasen unter Dampf keine nachtheiligen Folgen bezüglich der Erhaltung des Dichtseins der Nietfugen, Stehbolzen und Siedrohre habe.

Zu diesem Ende wurden 8 Stück von G. Sigl in Wien der Kaiser Ferdinands-Nordbahn im Jahre 1872 gelieferte Güterzug-Locomotiven in zwei Gruppen zu 4 getheilt, die Kessel der einen Gruppe nach dem alten Verfahren, die der andern Gruppe durch Ausblasen unter Dampfdruck nach je 48 Meilen Fahrt mit Güterzügen gereinigt und diese Versuche durch 10 Monate fortgesetzt.

Nachstehende Tabelle enthält die an den betreffenden Kesseln in dieser Zeit vorgenommenen Reparaturen.

Ein Undichtwerden der Nietungen, Nietfugen oder Stehbolzen ist an diesen Kesseln in der angegebenen Zeit nicht vorgekommen.

Nach den Ergebnissen dieser Zusammenstellung kann man sagen, dass sich kein auffallendes Auftreten der einen oder anderen Reparatur bei einer der Maschinengruppen ergab, dass aber eher die Wage zu Gunsten der unter Dampf ausgeblasenen Locomotivkesseln neigt, wiewohl die Kesselreparaturen insbesondere das Verstemmen der Siedrohre auch noch von anderen localen Ursachen abhängt.

Namen der Maschinen	Fälle von					Anmerkung
	Börtel der Siederohre ver- stemmen	Ausputzdeckel am Bauch des Cylinderkessels dichten	Wasserstand- Probierwechsel einschleifen oder reguliren	Ausputz- schrauben am Feuerkasten reguliren	Kesselablass- wechsel an der Feuerbüchse einschleifen oder reguliren	
Alvater Jablunkau Jessenka Wessely	19	4	3	—	6	Aus diesen Kesseln wurde das Wasser kalt abgelassen.
Bietrizza Frankstadt Thess Wrbatek	11	5	5	2	2	Aus diesen Kesseln wurde das Wasser unter einem Dampfdruck von 20—30 Pfd. ausgeblasen.

Die Kessel und Feuerkästen sämmtlicher hier stationirten, seit dem Jahre 1869 in Betrieb stehenden Locomotiven, welche fortwährend durch besagtes Ausblasen unter Dampf gereinigt wurden, sind im besten Zustande und dürften ungünstige Resultate bezüglich des Dichtbleibens von Kesselnietfugen oder Siederohrbörteln oder sonstige Schäden der Feuerbüchsen einzig dem Umstande zuzuschreiben sein, dass nach erfolgter Beseitigung des heissen Wassers zu bald kaltes Wasser in den Kessel nachgefüllt wird, was allerdings den Kesseln schaden, und daher jedenfalls vermieden werden muss.

Nachdem es nun aber nach den Erfahrungen früherer Jahre, wie oben ziffermässig bemerkt wurde, ausser allem Zweifel steht, dass der angesammelte Kesselstein in weitaus grösserer Menge aus den Locomotivkesseln entfernt wird, wenn das Wasser unter Dampf ausgeblasen, als wenn es abgekühlt abgelassen wird, so kann ich nicht umhin, das Verfahren dieses Ausblasens als sehr vortheilhaft zu empfehlen.

Literarische Rundschau.

Combinirte und nicht combinirte Maschinen.

Im Mai 1872 stellte die englische Regierung wichtige Versuche mit zwei Kanonenbooten, dem „Swinger“ und dem „Goshawk“ an, um sicherzustellen, welche der Maschinen, combinirte oder nicht combinirte, öconomischer arbeite. Jedes der Boote hat 408 Tonnen Tragfähigkeit und 60 Nominal-Pferdekräfte, die man auf 360 indicirte Pferdekräfte zu bringen beabsichtigte. Der „Swinger“ hat gewöhnliche doppelt wirkende Maschinen mit Cylindern von 85 Centm. Durchmesser und 55 Centm. Hub, mit einem einfachen Hirsch'schen Schraubenrad von 2.74 Met. Durchmesser und 3.1 Meter Steigung. Der „Goshawk“ hat combinirte Maschinen. Der kleine Cylinder hat 0.7, der grosse 1.2 Met. Durchmesser und einen Hub von 45 Centm. Die Hirsch'sche Schraube hat 2.7 Met. Durchmesser und 2.8 Met. Ganghöhe. Der Versuch dauerte 6 Stunden. Der „Swinger“ machte 116 Umdrehungen per Minute; bei einem Dampfdrucke von 4.15 Kilo auf den Quadrat-Centimeter betrug der Kohlenverbrauch 1.17 Kilo per indicirte Pferdekraft und Stunde. Unter den gleichen Umständen machte der „Goshawk“ 125 Umdrehungen. Der „Swinger“ entwickelte 363.86, der „Goshawk“ 374.7 indicirte Pferdekräfte.

Im Februar 1873 ergaben sich bei einem 6stündigen Versuche bei einer Schnelligkeit von 6 Knoten folgende Resultate: der „Goshawk“ hatte Dampfdruck 3.36 Kilo per Quadr.-Centm., Umdrehungen 72.86 per Minute, 0.71 Met. Vacuum und 73.4 indicirte Pferdekräfte; bei der Rückkehr: Dampfdruck 3.43 Kilo per Quadr.-Centm., Umdrehungen 73.4 per Minute, Vacuum 1.15 Met., indicirte Pferdekraft 82.2, Kohlenverbrauch 0.97 Kilo per Pferdekraft und Stunde. — Der „Swinger“ zeigte beim Auslaufen: Dampfdruck 3.39 Kilo per Quadr.-Centm.; Umdrehungen 65.05 per Minute; Vacuum vorne 0.65, hinten 0.68 Centm., indicirte Pferdekraft 83.5. Beim Einlaufen: Dampfdruck 3.42 Kilo auf den Quadr.-Centm.; Umdrehungen 62.02 per Minute; Vacuum vorne 0.65, hinten 0.69 Met., indicirte Pferdekraft 77.3; Kohlenverbrauch 0.94 Kilo per indicirte Pferdekraft und Stunde.

Daraus ist zu entnehmen, dass die nicht combinirte Maschine weniger Kohle verbrauchte als die combinirte, und dass letztere in Praxis keinen Vortheil gewährt.

(The Engineer, 20. Juni 1873.)

Die Schiffsschraube vorne und hinten. Nach einem Vortrag von Robert Griffith, gehalten den 19. Juni 1873.

Es wurden mehrere Aenderungen in der Form der Schraube versucht, ohne wesentliche Vortheile zu erreichen, so dass, wenn ein Vortheil erreicht werden soll, dies nur durch die Art und Stellung der Schiffsschraube erreicht werden könne. Um die Gefahren zu ver-

meiden, denen Schraubenschiffe ausgesetzt sind, und um deren Schnelligkeit zu vermehren, scheint es zweckmässig, zwei Schrauben, eine am Bug, eine am Stern anzuwenden, und in Röhren an den Seiten des Schiffes anzubringen, um sie vor Zerstörung durch Anker, Taue u. s. w. zu schützen. Einige Versuche, die mit dem Dampfboote „Alpha“ in Lynn angestellt wurden, ergaben bei 160 Umdrehungen der Sternschraube allein, welche in einem Rohre sich befand, in 8 Fahrten eine mittlere Geschwindigkeit von 4921^m. Dieselbe Schraube im freien Wasser arbeitend, ergab bei 160 Umdrehungen in 8 Gängen eine mittlere Geschwindigkeit von 4626; beide Schrauben, am Stern und Bug zusammenwirkend, ergaben bei 160 Umdrehungen in 4 Gängen eine Geschwindigkeit von 5820. Da die aufgewendete Arbeit im kubischen Verhältnisse zu der Fahrgeschwindigkeit wächst, so erfordert die in der Röhre eingeschlossene Schraube um 20 Procent weniger Kraft, als die im offenen Wasser wirkende.

Die Vortheile der neuen Einrichtung sind:

1. bedeutender Gewinn an Schnelligkeit, oder bei gleicher Schnelligkeit geringere Kraft; beides mit Kohlenersparniss;
2. Schutz der Schrauben und Steuer;
3. für gleiche Schnelligkeit bedarf es nur des halben Durchmessers für Stern- und Bugschraube. Dabei können auch die Maschinen so tief wie möglich gelegt werden, und da die Schrauben kleiner sind, können auch kleinere Maschinen in Anwendung kommen;
4. die Vibrationen werden durch die Anwendung der Röhren vermieden;
5. ein Schiff mit zwei Schrauben kann in weniger als der halben Zeit, die bei nur einer Schraube erforderlich ist, zum Stehen gebracht werden. Ebenso kann das Schiff durch die Bugschraube rasch gedreht werden;
6. die Sternschraube kann nicht ihr Wasser verlieren, wenn nicht Stern und ein Theil des Kieles gehoben werden, weil sie dasselbe von unterhalb des Schiffes bekommt;
7. beim Umsteuern der Bugschraube wird das Schiff um seine Mitte gedreht ohne Vor- oder Rückwärtsbewegung;
8. wird die eine Maschine oder Schraube unbrauchbar, so kann noch die andere mit $\frac{1}{2}$ der Schnelligkeit wirken.

Ein Schiff von 180 Met. Länge und 12 Met. Breite könnte mit einer Maschine von 600 Pferdekräften an der Sternschraube und 400 Pferdekräften an der Bugschraube 400 Knoten in einem Tage machen und den Weg von Liverpool nach Newyork in 7—8 Tagen zurück legen; es würde bei hoher See weniger stampfen, hätte seinen ganzen mittlern Theil frei für Salons und Cabinen, die von den Vibrationen der Maschine und Schraubenspindel so wie vom Geruche der Schmiermittel nicht zu leiden hätten, und würde $\frac{2}{3}$ weniger Wasser ziehen als die gewöhnlichen Propeller.

(Engineering, 20. Juni 1873.)

Die Wasserversorgung der Stadt Montevideo.

Montevideo liegt auf dem linken Ufer des la Platastromes, der hier so weit ist wie der Canal zwischen England und Ireland, und ebenso salzhaltig wie die See ist. Die Stadt erhebt sich terrassenförmig auf den abfallenden Seiten des weiten, aber nicht sehr tiefen Hafens und ist von der einen Seite durch ein Vorgebirge, von der anderen durch den steilen Berg begrenzt, von dem es den Namen führt, und hat mehr als 5000 Häuser. Brennstoff und Wasser waren von jeher spärlich und theuer; den Bedarf an Trinkwasser erhielt man hauptsächlich aus Cisternen, wo das Regenwasser gesammelt wurde. Im Jahre 1867 wurde beschlossen, Montevideo mit Trinkwasser zu versehen; das Gouvernement schrieb einen Concurs aus; 9 Projecte wurden eingesendet, von diesen aber nur 4 berücksichtigt, von denen 2 das Wasser vom Rio negro, 2 von St. Lucia herleiten wollten. Zuletzt wurde das Project der Herren Lezica, Lanus und Fynn angenommen, und der englische Ingenieur Fr. Newmann mit der Ausführung betraut. Die Concessionäre erhielten ein 20jähriges ausschliessliches Privilegium und ausserdem jährlich 48.000 Dollars für die Wasserversorgung des Gouvernements-Gebäudes und anderer öffentlichen Gebäude. Das Wasser wurde dem Flusse Sta. Lucia entnommen. Er ist ein grosser Strom mit rapidem Falle und entspringt im Gebirge les Mines; er ist 45 Met. tief auf der Seite der Abzweigung 31 Meilen (engl.) von Montevideo. Der felsige Grund seines Bettes gehört der Formation des alten rothen

Sandsteines an. Das Wasser enthält an Mineralbestandtheilen in der trockenen Zeit 0.07 Gewichts-Permille; in der Regenzeit 0.08 per Mille; an organischen Bestandtheilen: in ersterer Zeit 0.01 Permille, in letzterer 0.011 Permille. Die Sedimente betragen in der trockenen Jahreszeit 0.01 Permille; in der Regenzeit 0.02 Permille. Das Wasser ist daher von vorzüglicher Beschaffenheit.

Die Arbeiten begannen im April 1870. Es wurde für die Pumpwerke ein Tunnel unter das Flussbett bis auf 18 Met. weit eingetrieben, und von hier aus führte ein mit Ziegeln eingewölbter Canal zu den 4 Saugplätzen, woraus die Pumpen schöpften, von über 2 Met. Durchmesser bei einer Tiefe von 14.4 Met. unter der Sohle des Maschinenhauses. Das Wasser wird mittelst einer beweglichen Röhre in einer constanten Tiefe von 0.6 Met. unter der Oberfläche geschöpft, und ein an dieser angebrachtes Ausgleich-Ventil verhindert das Steigen des Wassers in den Brunnen der Maschinenhäuser über ein gewisses Niveau.

Es sind 4 combinirte Balancier-Maschinen mit ebenso viel Pumpen und kostete jede sammt Pumpwerk ungefähr 170.000 Gulden. Das Volumen der Niederdruck-Cylinder verhält sich zu jenem der Hochdruck-Cylinder wie 4:1. Der Arbeitsdruck ist 2.8 Kilogr. per Quadrat-Centimeter. Von den 7 Kesseln (Cornish-System) ist jeder bei 8.4 Met. lang mit 1.8 Met. grossem äussern Durchmesser und 1 Met. weiten Rauchröhre. Sie sind mit Dampfkästen und den gewöhnlichen Behelfen versehen. Die Plunger-Pumpen werden unmittelbar an der Schwungradseite vom Balancier angetrieben; jede gibt 50 Hectoliter Wasser per Minute bei 12 Huben per Minute.

Die Doppelsitz-Ventile sind von Kanonenmetall. Jede Pumpe ist mit einem Luftkessel von 3.75 Kub.-Mtr. Inhalt versehen und hat zur Verhinderung des Rückflusses ein selbstthätiges Absperr-Ventil.

Das Maschinenhaus ist 10 Met. breit und 27 Met. lang; die Maschinen und deren Pumpen stehen darin parallel zu einander. Das Kesselhaus ist 14 Met. weit und 34 Met. lang, der Kamin 30 Met. hoch. Die Maschinen geben das Wasser in eine einfache Hauptröhre von 0.6 Met. Durchmesser und 35 Kilom. Länge ab, von wo aus das Wasser auf eine Höhe von 82 Metern (wozu seitens der Pumpen eine Arbeit entsprechend einer Hebung auf 102 Meter erforderlich wird) in die Hauptleitung von Montevideo oder in ein steinernes Reservoir getrieben wird, welches bei les Piedras 77 Met. über dem Meeresspiegel liegt; dieses ist theilweise in den Felsen gehauen und hat eine Tiefe von 10 Met. und fasst 13.629 Hectoliter, den Wasserbedarf einer Woche für Montevideo. Eine der 4 Pumpen reicht hin, um die Stadt für 24 Stunden mit 6815 Hectoliter Wasser zu versorgen, daher 3 Pumpen mit 20.445 Hectolitern für eine dreimal grössere Bevölkerung als die gegenwärtige ist, ausreichen. Man rechnet 227 Liter per Kopf und Tag für eine Stadt ohne Industrie. Die Hauptleitung zerfällt in der Stadt in kurze Zweigleitungen, die bis zu 10 Centm. Durchmesser abnehmen. Die Hauptröhren werden in der Länge von 3.6 Metern in Glasgow gegossen. Das Werk muss in 3 Jahren vollendet sein.

(Engineering, 4. Juli 1873.)

Schmalspurige Bahnen. Erster Jahresbericht der Rio-Grande- und Denver-Bahn.

Bekanntlich durchzieht die Rio-Grande- und Denver-Bahn Districte der Vereinigten Staaten, die sonst von der gewöhnlichen normalspurigen (4' 8 1/2" engl.) Linien durchschnitten werden, trotzdem deren Spurweite nur 3' (0.914 Met.) beträgt, ist demnach zu einem Vergleich vorzüglich geeignet. Sie ist projectirt über Puebla, El Paso gegen Süden nach Mexiko selbst fortgesetzt zu werden in einer Gesamtlänge von circa 270 deutschen Meilen. Das abgelaufene Geschäftsjahr war dem Bau gewidmet, und der Betrieb fand auf der schwierigeren Seite statt. Dies sind somit zwei ungünstige Factoren, welche die hohe Regie, 70 Procent, erklärlich machen. Thatsächlich verminderte sich dieser Procentsatz mit dem weiteren Ausbau auf 54 in den ersten Monaten des laufenden Jahres und im März sogar auf 46.

Der Frachtenverkehr auf der circa 14 deutsche Meilen langen, dem Betrieb übergebenen Strecke betrug im abgelaufenen Jahre 47.598 Tonnen, d. i. 152 Tonnen täglich, worunter allerdings 11.326 Tonnen Baumateriale. Zahlende Passagiere wurden 25.158 befördert, d. i. 80 per Tag über eine Entfernung von circa 15 deutsche Meilen.

Aus einem besonderen Memoire des Präsidenten der Gesell-

schaft entnehmen wir ferner, dass die Ersparnisse in den Baukosten 37 1/2 Procent gegenüber der normalen Spur betragen.

Besonders bei schweren Gütern machte sich die Ersparnis an todtm Gewichte geltend, indem z. B. zum Transporte von 160 Tonnen Last 20 schmalspurige Wagen im Gesamtgewicht von 60 Tonnen höchstens erforderlich seien, während hiezu sonst 16 Wagen (normale Spur) mit je 8 1/2 Tonnen, zusammen 136 Tonnen, genommen würden, also eine Ersparnis von circa 35 Procent. Ebenso sei auch bei dem Viehtransport eine Ersparnis von 30 Procent des todtm Gewichtes erzielt worden.

Die Umladekosten stellten sich für Kohle, Eisen und gröbere Artikel zu 5 d. per Tonne, d. i. circa 0. fl. 22.5 kr., und für die verschiedenen anderen Lasten zu 0 fl. 33.7 kr. (7 1/2 d.) heraus.

(Engineering, 11. Juli 1873.)

Rohr-Verbindung.

Es ist allgemein anerkannt, dass die gewöhnliche Art Gas- oder Wasserleitungsrohre zu verbinden sehr unvollkommen ist. Wenn die Verbindung auch nach dem Legen noch so dicht ist, so wird sie doch durch die Kälte des Winters, sowie durch die Erschütterungen des Bodens allmählig undicht. Diesem Uebelstande wird bei Gasröhren durch die Erfindung des Herrn Somerville, Ingenieur der Dublin-Gas-Compagnie, abgeholfen. Seine Erfindung beruht auf dem von M. E. Mathieu in den „Nouvelles Annales de la Construction“ ausgesprochenen Principe, dass an den Verbindungsstellen zweier Rohre eine Substanz eingeschoben werden sollte, die bei der Expansion oder Contraction sich mehr oder weniger zusammendrücken lässt. Bei Herrn Somerville's Erfindung besitzt die ausgebohrte Muffe immer eine Rinne oder Kammer; der Hals der Gegenröhre ist gedreht, um in die Muffe genau hineinzupassen, und besitzt an seinem Umkreise eine entsprechende Vertiefung, so dass, wenn die beiden Röhren in gewöhnlicher Weise in einander geschoben sind, die beiden Rinnen — jene in der Muffe und diese am Halse — genau aufeinander passen. In den so gebildeten ringförmigen Zwischenraum wird durch ein Bohrloch in der Muffe eine geringe Menge Blei eingegossen, welches nun ein Verschlussstück von der Form eines doppelten ringförmigen Keiles bildet, der das Auseinandergleiten beider Rohre verhindert und hinreichende Elasticität für die Expansion und Contraction besitzt. Dadurch wird die Dichtigkeit der Verbindung vollständig erhalten. Die Erfindung hat sich seit zwei Jahren bei der Dubliner Gasleitung vollkommen bewährt.

(Engineering, 1. August 1873.)

Hydrodynamische Formeln.

Wer in der Praxis eine Formel anzuwenden versucht, um aus den gegebenen hydraulischen Daten eines Flusses, Canals, einer Cloake oder Röhre die mittlere Stromgeschwindigkeit und daraus die wirkliche Abflussmenge zu berechnen, wird finden, dass die hierfür aufgestellten Tabellen und die Formeln, auf denen sie beruhen, erheblich differiren. Es ist daher eine sorgfältige Vergleichung der nach den verschiedenen Methoden berechneten Resultate mit den wirklich gemessenen Abflussmengen behufs practischer Anwendung unerlässlich.

Solche Vergleiche wurden angestellt von David Stevenson; und ergaben bei einem kleineren Flusslauf:

1. Gemessene Abflussmenge 0.685 Kub.-Met. pr. Secunde,	
berechnete Abfluss-Menge nach Leslie's Formel;	
Coefficient 0.68	0.793 Kub.-Mtr.
nach Dubuat's Formel	0.919 "
nach Robison's Formel	1.044 "
nach Beardmore's Tafeln	1.101 "
nach Downing's Formel, Coefficient 1.00	1.167 "
nach Ellet's Formel	1.313 Kub.-Mtr.
2. Am Tayflusse bei Perth:	
gemessene Menge	68.57 Kub.-Mtr.
berechnete Menge nach Ellet's Formel	57.53 "
" " " Leslie's Formel, Coefficient 0.68	58.95 "
berechnete Menge nach Robison's Formel	72.45 "
" " " Beardmore's Tabelle	73.83 "
" " " Downing's Formel, Coefficient 1.00	78.36 "
berechnete Menge nach Dubuat's Formel	84.53 "

3. Mr. Destrem's Messungen am Great-Nevka (Querschnittsfläche 1446 Quadrat-Meter; mittlere Schnelligkeit 0.623 Meter; Gefälle 0.0000045 Meter; grösste Tiefe 6.38 Met.; Breite 268 Met.) ergaben:

gemessene Abflussmenge	901.65 Kub.-Mtr.
berechnete nach Ellet's Formel	390.74 "
" " Dubuat's Formel	479.15 "
" " Young's Formel	559.69 "
" mit Young's Coefficient	594.19 "
" nach St. Venant's Formel	617.25 "
" " De Prony's Canal-Formel	632.70 "
" " Girard's Formel	636.49 "
" mit Eitelwein's Coefficient	661.91 "
" nach Dupuit's Formel	666.35 "
" mit Downing's Coefficient	708.38 "
" neue Mississipi-Formel	1110.24 "

4. Für den Mississipi bei Carolton (Querschnittsfläche 18039 Quadrat-Meter; mittlere Schnelligkeit 1.8 Met.; Gefälle 0.0000062 Met.; Breite 809 Met.; grösste Tiefe 41.48 Met.) wurde gefunden: die mittlere Schnelligkeit 1.8 Meter

berechnet nach Dubuat's Formel	0.85 "
" " Ellet's Formel	0.938 "
" mit Young's Coefficient	0.998 "
" nach Young's Formel	1.01 "
" " St. Venant's Formel	1.065 "
" mit Eitelwein's Coefficient	1.095 "
" nach de Prony's Canal-Formel	1.135 "
" mit Downing's Coefficienten	1.172 "
" " Girard's Formel	1.468 "
" Dupuit's Formel	1.487 "
" nach neuer Mississipi-Formel	1.797 Meter.

5. In dreissig andern von Humphreys und Abbot in dem Mississipi-Rapport aufgeführten Fällen, betreffend Flüsse, Ströme und Canäle von allen Grössen, erwies sich die neue Mississipi-Formel als die weitaus correcteste; ihr zunächst kamen die Formeln von Dupuit und Downing; die schlechtesten waren die von Ellet und Dubuat. Die Formel von Downing ist eigentlich jene von d'Aubuisson, nur auf englisches Maass umgerechnet.

Aus diesen Vergleichen ist ersichtlich, dass keine Formel auf Flüsse verschiedener Grössen mit gleicher Genauigkeit angewendet werden kann, oder durchaus ein gleichmässig genaues Resultat gibt. Für sehr grosse Flüsse eignen sich die neue Mississipi-, dann Dupuit's Formel; für gewöhnliche Zwecke, wo eine einfache Formel zur schnellen Berechnung erheischt wird, passt die Formel von Downing oder d'Aubuisson, welche für die mittlere Ausflussgeschwindigkeit

lautet: $V = 100 (RS)^{\frac{1}{2}}$, wo R = der mittlere hydraulische Radius, S = das mittlere hydraulische Gefälle ist. Gibt man dieser Formel die allgemeine Gestalt

$$V = c \times 100 (RS)^{\frac{1}{2}},$$

so sind die Werthe von c bei den andern Formeln von demselben Typus:

Young für grosse Ströme	$c = 0.843$
Neville Flüsse, Schnelligkeit < 0.45 Met.	$= 0.923$
" " " > 0.45 Met.	$= 0.933$
Eitelwein, allgemein	$= 0.934$
Beardmore, offene Canäle	$= 0.942$
Stevenson, Flüsse von 0.279 Kub.-Mtr.	$c = 0.690$
" " " 232.5 "	$= 0.960$
Leslies, kleine Flüsse	$= 0.680$
" grosse	$= 1.000$
Downing, Taylor u. d'Aubuisson, offene Canäle	$= 1.000$

Die Vergleichen der Resultate der diese Coefficienten enthaltenen Formeln zeigen, dass Downing's Coefficient 1 zu geringe Resultate gibt, wenn die Area 65 Quadr.-Mtr. überschreitet mit einer mittleren Geschwindigkeit von 0.75 Metern oder einer Ausflussmenge von 495 Kubik-Metern per Secunde, und zu hohe Resultate bei kleineren Daten. Eitelwein's Coefficient 0.934 ist zu klein für Ausflussmengen über, und zu gross für Ausflussmengen unter 57 Kub.-Mtr. pr. Secunde; Young's Coefficient 0.843 ist incorrect für alle über 25 Kub.-Mtr.

pr. Secunde betragenden Ausflussmengen; für Bäche mit einer Wassermenge von 0.7 Kub.-Mtr. pr. Secunde ist ein Coefficient von 0.6 annähernd richtig.

Für die gewöhnlichen Fälle sind die passenden Werthe der practischen Coefficienten c folgende:

für das Volumen bei regelmässigen, gut gehaltenen Canälen:

grosse Flüsse, circa 480 Kub.-Mtr. pr. Secunde	$c = 1.00$
gewöhnliche " 75 " " "	$= 0.95$
" " 60 " " "	$= 0.93$
kleine " 30 " " "	$= 0.85$
" Wasserläufe 3 " " "	$= 0.75$

für die Schnelligkeit bei gut gehaltenem Flussbette:

Flüsse mit mehr als 0.9 Met. Schnelligkeit pr. Secunde	$c = 1.00$
" " " 0.46 " " "	$= 0.94$
" " " 0.076 " " "	$= 0.72$

Canäle, Gräben, Dohlen von guter Mauerung = 1.00

" in Erde gut gehalten = 0.94

" " " weniger gut gehalten = 0.90.

Bei Anwendung dieser Coefficienten dürften die Resultate um kaum mehr als 2.3 Procente vom wahren Werthe abweichen.

Für die Flüssigkeitsmengen in Röhrenleitungen gilt dieselbe Formel:

$$V = c \times 100 (RS)^{\frac{1}{2}},$$

oder wenn man den Durchmesser des Rohres d einführt ($R = \frac{d}{4}$), so ist

$$V = c \times 50 (dS)^{\frac{1}{2}}$$

für volle cylindrische Röhren; oder wenn man die Menge einsetzt:

$$Q = VA = c \times 0.7854 d^2 \times 50 (dS)^{\frac{1}{2}} =$$

$$c \times 39.27 (Sd^3)^{\frac{1}{2}}, \text{ oder durch Umkehrung}$$

der Formel:

$$d = 0.23 \left(\frac{Q^2}{S} \right)^{\frac{1}{5}}$$

Setzt man behufs Vergleichung dieser mit andern bekannten Formeln $Q = 0.525$ Kub.-Mtr. per Secunde und $S = 1$ auf 1256, so erhält man für die Durchmesser:

nach Dubuat's Formel	0.797 Meter
" Neville, Coefficient 0.228	0.935 "
" obiger Formel, Coefficient 3.2	0.943 "
" Young's modificirt von Eitelwein	0.944 "
" Beardmore's Coefficient 0.235	0.963 "
" Hawkley's (in Box's Tabellen)	1.006 "
" De Prony und Darcy	1.212 "
" De Prony, modificirt von Dubuat	1.223 "
" Gerney	1.240 "

Es wird daraus ersichtlich, dass keine dieser Formeln mit gleicher Genauigkeit für grosse und kleine Ausflussgeschwindigkeiten passt.

Die obige Formel $d = 0.23 \left(\frac{Q^2}{S} \right)^{\frac{1}{5}}$ oder $v = c \times 100 (RS)^{\frac{1}{2}}$

scheint eine mittlere Genauigkeit zu geben, wenn man den empirischen Coefficienten c ändert, wie folgt:

in Röhren mit sehr grosser Geschwindigkeit	$c = 1.10$	0.221
in Röhren mit grosser Geschwindigkeit	$= 1.00$	0.230
in Röhren mit der Geschwindigkeit von 0.45 per Secunde	$= 0.96$	0.234
in Röhren mit der Geschwindigkeit von 0.3 per Secunde	$= 0.95$	0.235
in Röhren mit geringerer Geschwindigkeit	$= 0.93$	0.236

Bei alten und im Innern verrosteten Röhren und andern Unregelmässigkeiten müssen begreiflicherweise andere Modificationen bei der Bestimmung der Ausflussgeschwindigkeit vorgenommen werden.

Gegenwärtige Arbeit zeigt, wie irrig es wäre, irgend einem Autor oder einer Reihe von Tabellen urtheilslos zu folgen.

(Engineering, 4. Juli 1873.)

Recensionen.

Der Portland-Cement und seine Fabrication. Von H. Klose.

Bei der massenhaften Verwendung, welche Cemente und hydraulische Kalke heute finden, muss es fast wunderbar erscheinen, dass in der Erzeugung, wie in dem Gebrauche dieser Materialien ein entsprechender Fortschritt nicht immer zu bemerken ist.

Besonders gilt dies vom Portland-Cement, von welchem, obwohl seine Fabrication durch die Arbeiten von Fuchs, Pettenkofer, Feichtinger, Michaelis etc. vollkommen klar gelegt ist, Producte in dem Handel erscheinen, die den bei ihrer Anwendung gemachten Voraussetzungen in der Folge nicht allein nicht entsprechen, sondern durch ihre üblen Eigenschaften mehr schaden als nützen.

Nachlässige Fabrication auf der einen, irrige Voraussetzungen auf der anderen Seite, sind wohl die Hauptursachen, dass in der Technik über den Werth des Portland-Cementes noch sehr auseinandergehende Ansichten herrschen, obwohl nicht leicht ein Product in zahlreichen Fällen die Lösung bautechnischer Probleme, so weit Materialien in Betracht kommen, mehr zu vereinfachen vermag, wie ein guter Portland-Cement, dessen Erzeugung, wenn der Preis nicht allzuviel in Betracht gezogen wird, in guter Qualität, wie gesagt, immer möglich ist.

Zur Beurtheilung der Güte eines Cementes, insbesondere bei seiner Verwendung in geringerer Quantität, genügen eine Reihe, vom Bautechniker leicht ausführbarer, systematisch angelegter Proben, zu welchen in wichtigen Fällen allerdings noch die chemische Analyse, Dichtenbestimmung, Ermittlung der Festigkeit des erhärteten Productes, etc. treten muss.

Ein auf diese Verhältnisse basirtes Urtheil wird in allen Fällen eine fast untrügliche Sicherheit gewähren.

Ueber alle diese Momente spricht sich der königl. preuss. Bau- und Betriebs-Inspector H. Klose in einem im Verlage von C. W. Kreidel in Wiesbaden erschienenen Werkchen in sehr verständlicher Weise aus.

Der Verfasser gibt auf Grund des gegenwärtigen Standes der Anschauungen und Erfahrungen, wie eigenen Studiums von Fabrication und Fabriks-Anlagen eine gedrängte Darstellung über die Bedingungen der Portland-Cement-Bereitung, über die Eigenschaften des Portland-Cementes, über die an ihn zu stellenden Anforderungen, über die Kennzeichen guten und schlechten Materials und über auszuführende Proben und Versuche. Sehr werthvoll sind die im Auszuge mitgetheilten Verhandlungen, welche in den Jahren 1865 bis 1871 in der Institution of Civil-Engineers über den Portland-Cement gepflogen wurden. Das zunächst für Bautechniker bestimmte Heft kann bestens empfohlen werden.

H.

Oesterreichischer Ingenieur- und Architekten-Kalender für 1874. Herausgegeben von Prof. Dr. R. Sonndorfer. Sechster Jahrgang. Wien. Verlag von R. v. Waldheim.

Wir glauben nur, ein in den fachmännischen Kreisen allgemein herrschendes Urtheil auszusprechen, wenn wir dem Herausgeber und den Mitarbeitern dieses Kalenders der gewählten Anordnung und der Behandlung des Stoffes wegen volles Lob angedeihen lassen.

In dem, dem Kalendarium angefügten Taschenbuche begegnen wir wieder der Maass-, Gewichts- und Münztabelle mit geringer Modification in alter Form. Durch die von Prof. Radinger vollzogene Umarbeitung der Capitel über Mechanik, Festigkeit und Maschinenbau, sowie durch den von demselben Mitarbeiter hinzugefügten Abschnitt über Wärme, hat dieser Jahrgang gegenüber seinen Vorgängern nur gewonnen. Das im Vorjahre gegebene Versprechen wurde, wir glauben zur vollständigen Zufriedenheit der Ingenieure, im Capitel über Brückenbau durch die Fortsetzung der vom Ingenieur Prandstetter nach Prof. E. Winkler's Vorträgen gegebenen „Theorie der äusseren und inneren Kräfte gerader und Bogenträger“ eingelöst und erscheinen hier die Parabel-, Schwedler'schen und Bogenträger in einer dem engen Rahmen eines Taschenbuches vollkommen entsprechenden Weise behandelt.

Unser Wunsch geht dahin, dass im nächsten Jahrgange die Umarbeitung auch auf den Theil über Futtermauern ausgedehnt werden möchte. Die Formeln für die Berechnung der Stärke derselben sind

nämlich Hagen's, von den bedeutendsten inländischen Autoren längs als unrichtig erklärten Theorie entnommen, während die unten angefügte constructive Lösung dieser Aufgabe nach Rebhann gegeben erscheint. Abgesehen auch davon, dass man bei Behandlung eines gegebenen Falles nach jeder der beiden Arten ein anderes Resultat erhält, scheint es uns unerklärlich, warum der Verfasser dieses Capitels wegen der graphischen Lösung bis in das Jahr 1850, — Förster's Bauzeitung 1850, Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereines 1851, — zurück ging, um hier Rebhann's Abhandlung hervorzuholen und nicht in dem von demselben Verfasser im Jahre 1871 erschienenen grösseren Werke über diesen Gegenstand nachschlug, was ihm wohl die Ueberzeugung über die nun erweiterten, zum Theile auch geänderten Anschauungen dieses Autors hätte verschaffen müssen. Wir halten dafür, dass ein periodisch erscheinendes Handbuch wohl das neueste auf diesem Gebiete zu bringen, berufen ist.

Auf die Ausstattung hat die Verlagshandlung in gewohnter Weise grosse Sorgfalt verwendet.

K.

Kalender für Eisenbahn-Techniker. Bearbeitet unter Mitwirkung von Fachgenossen durch E. Heusinger von Waldegg. Erster Jahrgang 1874. Für das Ausland. Wiesbaden. C. W. Kreidel's Verlag.

Unter den vielen Erzeugnissen auf dem Gebiete der Kalender-Literatur, müssen wir diesem gewiss einen hervorragenden Platz einräumen. Verspricht schon der Name des Redacteurs, dass man eine gediegene Arbeit vorgelegt erhält, so wird man in seinen Erwartungen auch nicht getäuscht, indem durch den Kalender „einem längst gefühlten Bedürfnisse abgeholfen wird“, da er vollständig geeignet ist, „dem Eisenbahn-Techniker im täglichen Gebrauche im Bureau und ausserhalb desselben unentbehrliches Nachschlage-Material in practischer Auswahl zu liefern.“

Dem in üblicher Weise ausgestatteten Kalendarium folgen die unentbehrlichen Tabellen und Formeln. Der übrige, weitaus grössere Theil ist einzig und allein dem Eisenbahnwesen gewidmet, und findet der Leser hierin Bestimmungen über Vorarbeiten zu Eisenbahn-Anlagen, dann einen Auszug aus den Grundzügen für die Gestaltung der Hauptbahnen Deutschlands, Berechnung und geometrische Construction der Weichen- und Gleisverbindungen in ausführlicher Weise behandelt etc. Der folgende Abschnitt ist unter Anderem der Grösse und Einrichtung von Locomotiv-Reparatur-Werkstätten gewidmet. Sind die Notizen und Preisangaben der verschiedenen Bauditeln, sowie die technische Statistik der Bahnen des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen eine schätzenswerthe Beigabe zu nennen, so wird wohl jeder das Verzeichniss der Eisenbahn-Techniker von der diesem Vereine angehörigen Bahnen mit Freude begrüssen. Am Schlusse findet sich eine Eisenbahnkarte in zwei Blättern, die sich auf das Gebiet sämtlicher Bahnen des vorerwähnten Vereines bezieht. Die Zweitheilung scheint uns der Uebersicht wegen nicht besonders zweckmässig.

Wir glauben den Wunsch aussprechen zu sollen, dass man sich hier, wie überhaupt in allen Publicationen an die gesetzlich normirten Verhältnisszahlen zwischen dem Meter und den anderen Maassen zu halten gewöhnen möge, was leider auch hier nicht geschehen ist.

Bei dem Preise von 1 Thaler ist die Ausstattung des Kalenders eine sehr sorgfältige zu nennen.

K.

Wiener Weltausstellung 1873. Bericht über den Bau und den Bestand der k. k. pr. österreichischen Nordwestbahn; mit Bezug auf die im eigenen Pavillon ausgestellten Gegenstände, Pläne und statistischen Ausweise. Wien 1873. (Selbstverlag der Bahngesellschaft.)

Unter den durch die Weltausstellung hervorgerufenen Druckwerken hinsichtlich des Bauingenieurwesens sind nur zwei von Bedeutung, nämlich die Publication des französischen Ministeriums für öffentliche Bauten und die eben genannte Publication der österr. Nordwestbahn; beide sind von hohem allgemeinen Werthe. Die von dieser Bahn veranstaltete Ausstellung sowie die zugehörige Publication geben wieder einen neuen Beweis, wie sehr es sich die Gesellschaft und insbesondere die Baudirection angelegen sein lassen, den Fortschritten auf dem Gebiete des Eisenbahnwesens mit wissenschaftlichem Ernste

zu huldigen und diese Fortschritte den weitesten Kreisen zugänglich zu machen.

Der erste Theil bildet einen historisch-statistischen Bericht über die Entstehung und Entwicklung der österr. Nordwestbahn, und zwar getrennt hinsichtlich der vom Staate garantirten und nicht garantirten Linien. Von grösserem allgemeinen Interesse sind hierbei namentlich die Grundsätze und Erfolge der Bauausführung, wie der Grundeinlösungsdienst, die Construction des Unterbaues, die Preistabellen für den Unterbau, die Construction und Preise des Oberbaues, die Anordnung und Preise der Hochbauten, die Grundsätze für den Signaldienst und Preise der Signalvorrichtungen und der Schilderung des Betriebsdienstes.

Der zweite Theil enthält besondere Beschreibungen und Monographien, nämlich die Regeln für die Grundeinlösung, das System der eisernen Brücken mit ausführlichen Tabellen über die Dimensionen, Gewichte und Preise, die Beschreibung der Fahrbetriebsmittel mit ausführlichen Tabellen über die Dimensionen, Bezugsquellen, Preise etc., die Beschreibung der Werkstätten mit Tabellen über die Bezugsquellen und Preise der Maschinen, die Beschreibung des Bahnhofes in Wien mit Zeichnungen, die Beschreibung der Hohenegger'schen Unterlagsplättchen zur Fixirung der Bolzenmutter, der Hohenegger'schen Evolutfedern für Drehscheiben, einer Brückenwaage von 400 Ctr. Tragkraft, der Hohenegger'schen Sicherheitssperre für Hebkrahne, des Hohenegger'schen Stationsdeckungssignales (sämmliche letztere Artikel mit Zeichnungen), die Schilderung des englischen Baubetriebes im Felseinschnitte bei Gastorf, die Angaben für Kippwagen mit Seitenentleerung und Tabellen für die Kosten der Grundeinlösung und den Unterbau der genannten Linien. Von den Hohenegger'schen Weichenconstructionen sind eigenthümlicher Weise die Zeichnungen ohne Beschreibung gegeben.

Es ist wohl zu hoffen, dass das überaus nützliche Werk, welches auf der Weltausstellung in beschränkter Anzahl vertheilt wurde, eine weitere Verbreitung durch den Buchhandel finden wird.

E. Winkler.

Deutscher Ingenieur-Kalender. Kalender für Eisenbahn-, Strassen- und Wasserbau-Ingenieure, herausgegeben von A. Rheinhard und W. Schleich. Erster Jahrgang 1874. Stuttgart. Verlag von Konrad Wittwer.

Abweichend von der Anordnung in anderen Kalendern findet sich in diesem erst nach dem Tagebuche, das für je eine Woche eine Seite occupirt, das eigentliche Kalendarium, was wohl nicht als zweckmässig bezeichnet werden kann. Diesem folgen Maass- und Gewichtstabellen verschiedener Länder, die noch immer nothwendigen Reductionstabellen auf das Metermaass, eine Münztabelle, physikalische und chemische Tabellen und Notizen mit Rücksicht auf das Bauwesen, endlich Gewichtstabellen verschiedener Eisensorten und eine Tabelle über Querschnitt, Trägheits- und Widerstands-Momente der gebräuchlichsten Formeisen. Der folgende, grössere Theil erscheint nach Fachgegenständen geordnet und bringt Tabellen, Formeln und Resultate aus der Mathematik — Methode der kleinsten Quadrate, — dem Vermessungswesen, der Mechanik fester Körper, Hydraulik, der angewandten Festigkeitslehre, in welchem Capitel die verschiedenen Brücken- und Dachconstructionen Erwähnung finden, auch sind die Kraftmaschinen behandelt. Der Schluss ist dem Erd-, Weg-, Eisenbahn- und Wasserbau gewidmet. Dem Kalender ist auch eine Uebersichtskarte von Deutschland, incl. Cisleithanien, beigegeben.

Wir ersehen daraus, dass der Inhalt den Titel desselben rechtfertigt. Erklären wir uns mit der Abfassung im Allgemeinen einverstanden, so wollen wir doch auch unsere speciellen Wünsche nicht vorenthalten. Wir vermissen vor Allem einige allgemeine Grundformeln, die vielleicht manche speciellen entbehrlich machen würden. So meinen wir, dass es unter Anderem angezeigt gewesen wäre, neben den Formeln über Rectification, Quadratur und Cubatur von Curven, Flächen und Körpern, die aufgenommen erscheinen, auch solche allgemeine Formeln aus der Mechanik anzugeben. Vergebens suchen wir auch, sowohl im mathematischen Theil, als auch im Erdbau nach dem Prisma, jenen allgemeinen Körper, der namentlich in diesem Theile der angewandten Ingenieur-Wissenschaft grosse Vortheile bietet, indem die Formeln für dessen Volumen alle solchen für Volumina anderer Körper

entbehrlich machen. Unsere Ansicht geht dahin, dass die Weichenconstructionen sich in einen so engen Rahmen, wie es hier der Fall ist, nicht einfügen lassen und daher, da ja ohnehin dem Ingenieur eigene, für diesen Zweck bestimmte Taschenbücher zur Verfügung stehen, der ihnen gewidmete Raum besser ausgenützt werden könnte. Bei Abfassung des zweiten Jahrganges empfehlen wir das Capitel über Nivellir-Instrumente einer genaueren Durchsicht.

Ueber die Ausstattung des Kalenders ist nur das Beste zu sagen.
K.

Sind die englischen Steinkohlen besser als die schlesischen?

Diese Frage interessirt Wien, interessirt einen grossen Theil der österreichischen Industrie, insofern auf das lebhafteste, als durch Beantwortung derselben, über den Werth und die Verwendbarkeit, vor Allem der schlesischen Kohle, Licht verbreitet wird.

Und darum verdient eine bei G. Knorr in Waldenburg unter obiger Aufschrift erschienene Broschüre unsere Beachtung, welche sich in ebenso gründlicher, wie allgemein verständlicher Weise hierüber ausspricht. Der Verfasser Fr. Grundmann begründet zunächst die Vortheile der chemisch-analytischen Methode bei der Untersuchung von Kohlen gegenüber dem sogenannten practischen Weg, indem er in überaus klarer, fasslicher Weise, jene Methode erläutert, um dann zu zeigen, wie die nach ihr erzielten Resultate gedeutet werden müssen, um nach ihnen den Werth der Kohlen für einen bestimmten Zweck richtig zu beurtheilen, zu erkennen: ob sie für die Gasfabrication, für die Verkokung etc. mit Vortheil benützt werden können.

Die vom Verfasser nach diesem Verfahren ausgeführten, sehr zahlreichen Analysen sorgfältig gewählter, schlesischer und englischer Kohlen finden sich in einer Tabelle zusammengestellt. Fussend auf die darin niedergelegten Daten, stellt er die Kohlen beider Länder nach ihrer Zusammensetzung, ihren Eigenschaften, ihrer Verwendbarkeit und ihren Preisen gegenüber und kommt zu dem Schlusse, dass englische und schlesische Kohlen im Allgemeinen nicht verschieden sind, ja dass die schlesische Kohle durch ihre Eigenschaften die englische vom Continente überall dort verdrängen wird, wo sie des Preises wegen die Concurrenz mit ihr aufnehmen vermag. Hat, wie gesagt, das Werkchen vor Allem durch seinen zweiten Theil für viele österreichische Industrielle ein hervorragendes Interesse, so verdient es ob seiner ersten Abschnitte die allgemeinste Verbreitung.
H.

Populär gehalten und gut gemeint, ist eine Broschüre vom Fabriksbesitzer C. Berndt (Leipzig, C. Scholze) über Asche- und Erdstampfbau. Wie weit der Verfasser seine Absicht, den Arbeitern auf diese Art zu gesunden und billigen Wohnungen zu verhelfen, erreicht, wollen wir nicht beurtheilen. Sei dem auch, wie ihm wolle. Kostspielig sind, die vorgeschlagenen Baumaterialien (Steinkohlenasche, Strassenschwand Kalk, Erde) so wenig, als ihre Verwendung im Baufache neu ist. Die Mittheilung der vom Verfasser über diesen Gegenstand gemachten eigenen Erfahrungen wird gewiss da und dort dankbar aufgenommen werden und die Verwendung der Steinkohlenaschen im angegebenen Sinne ist wegen der cementirenden Eigenschaften vieler Sorten ein gewiss glücklicher Griff.
H.

Verhandlungen des Vereins.

Sitzungsberichte.

Protocoll

der Wochen-Versammlung am 22. November 1873.

Vorsitzender: Herr Hofrath W. Ritter v. Engerth.

Anwesend: 448 Mitglieder.

Schriftführer: Vereins-Secretär E. R. Leonhardt.

1. Der Vorsitzende eröffnet die Sitzung als eine Geschäfts-Versammlung, indem er die Anwesenheit der beschlussfähigen Anzahl Mitglieder constatirt.

2. Das Protocoll der Sitzung vom 8. November l. J. wird vorgelesen, genehmigt und unterzeichnet.

3. Der Secretär macht Mittheilungen über die von den Herren O. Kramer und von Remekhazy ausgestellten Photographien und Etuis.

4. Der Vorsitzende unterbreitet dem Plenum zur Genehmigung den vom Verwaltungsrath gefassten Beschluss zum 2. December d. J. als dem Jubeltage der 25jährigen Regierungsdauer Sr. Majestät des Kaisers eine Dank- und Ergebniss-Adresse an den Stufen des Thrones niederzulegen, welcher Antrag durch Erheben von den Sitzen einstimmig genehmigt wird.

5. Auf Einladung des Vorsitzenden beantwortet Herr General-Inspector v. Lihotzky die in der Sitzung vom 8. 1. M. von Herrn Ober-Ingenieur Waldvogel gestellte Interpellation ausführlich dahin, dass das Comité gegenüber den bei der Regierung eingereichten 23 Localbahn-Projecten es für Abgabe eines objectiven Urtheils als seine Aufgabe betrachtet habe, die Projecte selbst behufs eingehenden Studiums zu erlangen.

Während die nöthigen Schritte hiezu angebahnt wurden, hatte die hohe Regierung die Projecte dem hiesigen Gemeinderathe zu dem Zwecke überantwortet, um vor Einbringung eines Gesetzes im Reichsrathe über die Localbahnen in Wien, die Ansicht dieser Corporation über diesen Gegenstand zu hören.

Das Comité hat sonach in der Sitzung am 3. April bei dieser Sachlage und bei dem Umstande, als die Frage der Localbahnen in ein Stadium getreten, dessen Detail unbekannt ist, sich veranlasst gesehen, dieselbe bis auf Weiteres zu vertagen.

In der Zeit der Sommersaison ist, wie in Erfahrung gebracht worden, die Frage der Localbahnen im Stadtbauamte behandelt worden, im Plenum des Gemeinderathes aber noch nicht zur Austragung gekommen und dies der Grund, warum die Comité-Berathungen noch nicht aufgenommen wurden.

6. Die Beantwortung der von Herrn Pontzen gestellten Interpellation übernimmt ebenfalls Herr General-Inspector von Lihotzky, indem er in ausführlicher Motivirung darlegt, dass ein Bericht der Delegirten des Vereins an das Plenum aus dem Grunde nicht wohl opportun sei, da der gänzliche Abschluss der Arbeit gegenwärtig noch nicht erfolgt sei.

7. Nachdem zu geschäftlichen Angelegenheiten niemand mehr das Wort verlangt, ladet der Vorsitzende Herrn General Gasteiger-Khan ein, seinen Vortrag über Persien zu beginnen.

Für die Fortsetzung dieser Vorträge wird noch Montag der 24. und Mittwoch der 26. 1. M. in Aussicht genommen. Herr General Gasteiger-Khan trägt bis $\frac{3}{4}$ 9 Uhr vor, worauf die Sitzung geschlossen wird.

Protocol

der Sitzung der Wochenversammlung am 29. November 1873.

Vorsitzender: Herr Hofrath G. Wex.

Anwesend: 236 Mitglieder.

Schriftführer: Der Vereins-Secretär E. R. Leonhardt.

1. Herr Hofrath G. Wex eröffnet die Versammlung als eine geschäftliche Versammlung, indem er die Anwesenheit der beschlussfähigen Anzahl Mitglieder constatirte, und übernimmt wegen Krankheit des Herrn Vereins-Vorstehers und Verhinderung der beiden Vorsteher-Stellvertreter den Vorsitz.

2. Das Protocoll der Sitzung vom 22. 1. M. wird verlesen, genehmigt und unterzeichnet.

3. Der Vorsitzende theilt mit, dass der gesellige Theil des Stiftungsfestes am 20. December 1. J. Abends 9 Uhr im Sophiensaal abgehalten werden wird, dass der Preis eines Couverts ohne Getränke auf 3 fl. — festgesetzt wurde, dass Karten von Mittwoch den 3. December an sowohl im Secretariat als bei unserem Fest-Arrangeur, Herrn J. Mahler, Wallfischgasse 4 zu haben sind, und ladet die Versammlung zu zahlreicher Betheiligung ein.

4. Ueber Aufforderung des Vorsitzenden referirt Herr C. Pfaff von der Tribune aus über die Beschlüsse des Meter-Comité's.

Nach Verlesung des gesammten Berichtes drückt der Vorsitzende sowohl dem Referenten als dem gesammten Comité den verbindlichsten Dank des Vereines für die aufgewendete Zeit und Mühe aus, und richtet nach §. 36 der Geschäfts-Ordnung die Anfrage an die Versammlung, ob sie den Bericht in dieser Fassung genehmigen wolle.

Die sich hieran schliessende Debatte eröffnet Herr Honvery, indem er sich lebhaft gegen Einführung des kleinen Ziegelmasses ausspricht.

Ihn unterstützt Herr Smattosch, wogegen Herr Pfaff die vorgebrachten Bedenken zu widerlegen sucht.

Die technische Nothwendigkeit, kleine Ziegel einzuführen, sowie die hieraus entspringenden Vortheile werden so ziemlich alleseitig anerkannt; dass administrative Schwierigkeiten hiermit verknüpft sein werden, sei wohl möglich; allein diese zu beleuchten und zu beheben, sei nicht Sache des Comité's, sondern der hohen Regierung.

Herr Hornbostel geht auf die Entstehung des Comité's selbst zurück, indem er bemerkt, dass den Anstoss hierzu die Bahnen gegeben hätten, wonach sich das Comité aus 12 Abgeordneten der Bahnen und 12 Abgeordneten des Vereines, vom Verwaltungsrath ernannt, constituirt habe.

Das Resultat der Berathungen dieses gemischten Comité's sei das vorliegende Referat, und dieses könne keiner Discussion mehr unterliegen, es werde eben nur der Versammlung zur Kenntniss gebracht. Der Verein selbst werde noch oft Gelegenheit haben, in Comité's bei den Ministerien u. s. f. seine Meinung zu äussern, wobei er bittet, nicht vergessen zu wollen, dass alle bis jetzt getroffenen Vereinbarungen keine Gesetzeskraft haben, sondern nur als eine Empfehlung zu betrachten seien. Was die Ziegelmassfrage betreffe, so sei sie in sehr vielen Sitzungen erörtert worden, und habe die Mehrzahl der Mitglieder sich dafür entschieden, nur im kleinen Ziegelmass den Fortschritt zu erblicken.

Für diese Ansicht sprachen auch die in Deutschland, Frankreich und Belgien hiermit gemachten Erfahrungen.

Herr Honvery wendet sich gegen die Aeusserungen des Herrn Pfaff, bemerkt dann, dass, wenn man mehr Ziegel zu demselben räumlichen Körper verwende, sowohl die Kosten der Erzeugung des Materials als auch die Handarbeit sich vermehre, factisch also der Bau vertheuert werden müsse. Gegen den Vorredner gewendet, betont Redner, dass schon mit Rücksicht darauf, dass die Ziegelwerke sich neue Hilfsmittel anschaffen und die bisherigen ausser Gebrauch setzen müssten, eine so beträchtliche Reduction des Ziegelmasses jetzt wenigstens zu unterlassen sei. Redner weist darauf hin, dass man mit den grossen Ziegeln sehr solid gebaut habe, dass die alten Dimensionen sich vollkommen bewährt hätten; er erblicke in der jetzigen Uebergangsperiode aus der Krisis in den Normalzustand in dieser totalen Aenderung der Dimensionen der Mauerziegel eine Gefahr für das Wiederaufblühen unseres Bauwesens.

Director Stach pflichtet Herrn Hornbostel bei, dass man den vorgelesenen Bericht als ein fertiges Ganze zu betrachten habe, über welches hier nicht abgestimmt werden könne; nichtsdestoweniger erscheine es ihm erwünscht, wenn die im Vereine herrschenden verschiedenen Ansichten ausgesprochen und dadurch die Meinungen geklärt würden. Redner verweist auf das vor mehreren Jahren im Verein bestandene Comité, welches sich mit derselben Frage beschäftigt habe, und zu dem Beschlusse gekommen sei, gerade das Ziegelmass anzupfehlen, was der heutige Bericht vorschlage. Redner selbst begrüsst diese kleinen Masse mit Freuden als einen entschiedenen Fortschritt der Bautechnik, für welche Anschauung die grossen Erfolge zur Genüge sprechen, welche andere Staaten mit der Einführung jener kleinen Masse aufzuweisen haben. Man müsse leider zugeben, dass hier im grossen Ganzen schlecht gemauert werde, aber gerade das grosse Ziegelmass verleite hierzu. Bei besserer Maurerarbeit würde man auch genauere Mauerstärken in Rechnung stellen können.

Herr Dörfel erklärt, dass, nachdem die vorgelegte Arbeit nicht als eine Arbeit des Vereines ausgegeben werden solle, der Verein seine Zustimmung auch nicht zu ertheilen, sondern einfach Kenntniss davon zu nehmen habe. Anders klingt die Sache, wenn die Arbeit als eine Vereinsarbeit betrachtet werden solle, dann müsse der Verein auch Gelegenheit haben, seine Stimme dafür oder dagegen einzulegen.

Herr Hornbostel bemerkt, dass die Mitglieder des gemischten Comité's einfach ihre Namen unter den Bericht setzen und denselben so ausgestattet in die Oeffentlichkeit gehen lassen sollen.

Es liege vorzugsweise im Interesse der Bahnen, diese Bestimmungen baldigst in die Praxis einzuführen, und es unterliege keinem Zweifel, dass dieselben auch wirklich in der vorgelegten Form eingeführt werden würden.

Herr Baudirector Hellwag könne sich nicht damit einver-

standen erklären, dass eine Arbeit, welche von Vertretern des Ingenieur- und Architekten-Vereines im Auftrage desselben gemacht worden sei, später als die Arbeit Einzelner hingestellt und vom Vereine nicht anerkannt werden solle.

Der Verein werde oft von den Ministerien u. s. w. eingeladen, seine Vertreter zu entsenden, und bilde sich das jeweilige Operat aus Compromissen von verschiedenen Seiten, da bei solchen Verhandlungen sehr oft die Vertreter des Vereines selbst ganz verschiedener Meinung sein können. Die Ansicht der Majorität wird dann zum Beschluss erhoben; so sei es auch in diesem Falle geschehen. Wollte man jetzt dieses Referat in jeder Körperschaft, welche Vertreter in dieses Comité entsendet hatte, nochmals zur Discussion bringen, so würde man nie zur Vollendung der Arbeit kommen. Er erachte es nothwendig, dass, wenn der Verein zu einer solchen gemischten Commission Mitglieder entsendet habe, er hinterher auch das Elaborat derselben als das seine anerkenne.

Berichterstatler Pfaff betont, es sei natürlich, dass der vorgelesene Bericht zur Discussion gelangen müsse, man könne ihn nicht in die Welt hinausgeben, indem man einfach sage: vom Vereine wird er nicht anerkannt. Es bleibt seiner Ansicht nach nichts Anderes übrig, als über den Bericht so lange zu discutiren, bis derselbe zur Abstimmung reif sei, dann werde es sich zeigen, ob der Verein dieses Elaborat als sein Kind anerkenne oder nicht.

Herr Hónvéry ist der Meinung, es seien in dem Comité zu viel Eisenbahn-Techniker und zu wenig Baumeister und Architekten gewesen, was er auch aufrecht erhält, nachdem die Namen der Comité-Mitglieder, welche der Verwaltungsrath in das Comité entsendet hat, zur Mittheilung gelangt sind.

Redner stellt schliesslich den Antrag auf Vertagung der Debatte.

Herr Dörfel unterstützt diesen Antrag, indem er sich damit einverstanden erklärt, dass diese schätzenswerthe Arbeit des Comité's als eine Vereinsarbeit ausgegeben werde, vorausgesetzt, dass die Bedingungen erfüllt werden, welche dem Vereine gebühren, vor allem aber die, dass der Verein für und wider mitsprechen dürfe.

Um aber eine so wichtige Arbeit beurtheilen zu können, genüge eine einmalige Verlesung derselben nicht, und er beantrage deshalb den Bericht zu vervielfältigen und an die Mitglieder zu vertheilen; so werde dem Vereine sein Recht gewahrt und der Sache selbst am besten gedient.

Herr Hellwag constatirt, dass auch er der Ansicht sei, dass ein vom Verein bestelltes Comité dem Plenum Bericht zur Begutachtung vorzulegen habe; allein anders verhalte es sich, wenn der Verein, wie im vorliegenden Falle, Vertreter in eine Commission entsendet, die von einer ausser ihm stehenden Corporation berufen würde. Solche Vertreter müssten unbedingt das Recht haben, im Namen des Vereines zu sprechen. Redner, welcher selbst als Mitglied jener Commission von Seite der Eisenbahn ernannt wurde, hält es für seine Pflicht, zu constatiren, dass in dem Comité jede Ansicht gehört, jedes Interesse so weit als möglich gewahrt worden ist. Die Beschlüsse seien von der Majorität jenes Comité's gefasst worden und habe sich die Minorität selbstverständlich gefügt.

Der Vorsitzende bringt hierauf die Anträge Hónvéry und Dörfel zur Abstimmung und wird darauf beschlossen, die weitere Discussion über diesen Gegenstand zu vertagen, den Bericht des Comité's in Druck zu legen, an die Mitglieder zu versenden und den Gegenstand dann wieder auf die Tagesordnung zu setzen.

Der Vorsitzende theilt ferner mit, dass von Seite des k. k. Handels-Ministeriums an den Verein eine neuerliche Zuschrift ergangen sei, welche dieselben Fragen betreffe, deren Erledigung aber das bestehende Comité abgelehnt habe, da es seine Aufgabe bereits für gelöst hält.

Die Zuschrift wird durch den Secretär verlesen und stellt der Vorsitzende im Namen des Verwaltungsrathes den Antrag, hiefür ein neues Comité zu ernennen, für welches zu Folge des Wortlautes der Einladung des Handels-Ministeriums auch Mitglieder des n. ö. Gewerbevereins und ausserhalb beider Vereine stehende Fachcapacitäten in Vorschlag gebracht werden.

Nachdem die Vorschlagsliste des Verwaltungsrathes durch Vorschlag aus der Mitte der Versammlung verstärkt worden ist, werden die genannten Herren durch Acclamation in das Comité gewählt, welches demnach folgende Zusammensetzung erhält:

Arnberger H., Böck Franz, Doderer Wilhelm, Dörfel Julius, Erhardt Carl, Flattich Wilhelm, von Ferstel Heinrich, Gerl Peter jun., Gruber Franz, von Hansen Theophil, Hellwag Wilhelm, Hónvéry Anton, Hoppe Theodor, Hornbostel Carl, Köstlin August, Lasser von Zollheim, von Löhr Moriz, Pfaff Carl, Schmidt Friedrich, von Schwendenwein-Lanauberg H., Dr. Teirich Emil, Waniek M., Wex Gustav, Dr. Winkler E.

Wegen vorgerückter Zeit entfällt der Vortrag des Herrn Professors Dr. E. Winkler und wird die Sitzung um 9 $\frac{1}{4}$ Uhr geschlossen.